



Petja Lindström

## **Riipputelinejärjestelmän kiipeävän siirtovaunun kehittäminen**

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi  
diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 10.3.2015

Valvoja: Professori Petri Kuosmanen

Ohjaaja: Diplomi-insinööri Mikael Anthoni

---

**Tekijä** Petja Lindström

---

**Työn nimi** Riipputelinejärjestelmän kiipeävän siirtovaunun kehittäminen

---

**Koulutusohjelma** Konetekniikka

---

**Sivuaine** Koneensuunnittelu

**Koodi** K3001

---

**Työn valvoja** Professori Petri Kuosmanen

---

**Työn ohjaaja** Diplomi-insinööri Mikael Anthoni

---

**Päivämäärä** 10.3.2015

**Sivumäärä** 112 ja 2 liitettä (21  
sivua)

**Kieli** suomi

---

### Tiivistelmä

Lasijulkisivujen suosio rakentamisessa on huomattavasti lisääntynyt ja niiden siistinä pitäminen vaatii säännöllistä huoltoa. Huoltotöihin käytetään usein riipputelinejärjestelmiä, joiden pääkomponentteja ovat riipputeline, siirtovaunu ja kulkukiskot. Siirtovaunu on kulkukiskoja pitkin kulkeva laite, jota käytetään riipputelineen kannattelemiseen ja liikuttamiseen. Kaltevilla kiskoradoilla käytetään erityisiä moottoroituja kiipeäviä siirtovaunuja. Tutkimuksen tavoitteena oli kehittää uudenlainen kiipeävä siirtovaunu, joka on kiipeämiskapasiteetiltaan riittävä ja edullinen valmistaa.

Työn aluksi tutkittiin nykyisien kiipeävien siirtovaunujen toimintaperiaatteita ja niissä käytettyjä ratkaisuja. Tämän jälkeen määriteltiin tutkimuksen suunnitteluprosessimalli ja siirtovaunun kehitystyötä koskevat laskentaperiaatteet. Turvallisuus- ja lujuustarkasteluissa noudatettiin riipputelinejärjestelmästandardia SFS-EN 1808, jonka perusteella suoritettiin myös turvallisuus- ja riskianalyysi. Varsinainen kehitystyö aloitettiin määrittämällä uudelta siirtovaunulta vaadittavat ominaisuudet ja laatimalla vaatimuslista.

Vaatimuslistan perusteella edettiin konseptisuunnitteluvaiheeseen, jossa luotiin useita ratkaisuvaihtoehtoja. Paras ratkaisuvaihtoehto valittiin jatkokehittelyyn pistearvioinnin ja kohtuullisesti onnistuneen 1. prototyypin perusteella. Jatkokehittelyssä periaateratkaisun eri osatoiminnoille etsittiin lopulliset ratkaisut. Mekaniikkasuunnittelussa jatkokehityksen tuloksena saatua konstruktiota optimoitiin ja eri komponentit mitoitettiin. Suunnittelutulokset todennettiin käytännön kokeilla ja koetulokset yhtenivät hyvin laskelmien kanssa.

Kehitetty ratkaisu koostuu teräksisestä levyleikerungosta, jossa käyttövoima saadaan yläakselille sijoitetusta yhdestä sähkömoottorista. Alapyörä pyörii vapaasti, mutta turvallisuuden lisäämiseksi sekä ylä- että alapyörä on varustettu hätäpysäyttimellä. Kehitetty siirtovaunu kykenee kiipeämään 400 kilogramman kuormalla 35 astetta kallistetulla kiskolla ja 500 kilogramman kuormalla 30 astetta. Uusi ratkaisu on puolet edullisempi valmistaa ja puolet kevyempi verrattuna nykyisiin pystysuoraan kiipeäviin siirtovaunuihin.

Suunnitteluprosessi onnistui kokonaisuutena erittäin hyvin. Tuotekehitysprojekti oli taloudellisesti kannattava ja tuloksena saatu ratkaisu vastasi asetettuja vaatimuksia. Tärkeimpiä jatkokehityskohteita on konstruktion viimeistely ja pienien toiminnallisuuspuutteiden ratkaiseminen. Kehitetty siirtovaunu on kilpailukykyinen ja sen odotetaan lisäävän kiipeävien riipputelinejärjestelmien myyntiä.

---

**Avainsanat** riipputelinejärjestelmä, siirtovaunu, tuotekehitys, kustannustehokkuus

---



<b>Author</b> Petja Lindström		
<b>Title of thesis</b> Development of climbing trolley for suspended access equipment		
<b>Degree programme</b> Mechanical Engineering		
<b>Minor</b> Machine design		<b>Code</b> K3001
<b>Thesis supervisor</b> Professor Petri Kuosmanen		
<b>Thesis advisor</b> Mikael Anthoni, M.Sc (Tech.)		
<b>Date</b> 10.3.2015	<b>Number of pages</b> 112 and 2 appendices (21 pages)	<b>Language</b> Finnish

### **Abstract**

Glass facades have become more popular in construction industry and they require regular maintenance. Maintenance is often performed with suspended access equipment which main components are suspended platform, traversing trolleys and tracks. A traversing trolley is a device traversing along a track line. It is used for suspending and moving the suspended platform. Inclined track lines require special climbing traversing trolleys. The goal of this study was to develop a new kind of climbing traversing trolley which has sufficient climbing capacity and low manufacturing costs.

At the beginning of the study the operating principle and solutions of existing climbing trolleys were examined. After this the design process model of the study and calculation principles was defined. Strength analysis followed the suspended access equipment standard SFS-EN 1808. Safety and risk analysis was also made according to this standard. Actual development work began by defining required properties and establishing the requirements list of the new traversing trolley.

Based on the requirements list the design work proceeded to concept design phase where multiple solutions were explored. The best solution was selected to the embodiment design phase based on point evaluation and on the moderately successful first prototype. In the embodiment design phase final solutions for the concept were determined. The achieved was optimized and components were dimensioned in the detail design phase. Calculations and functionality of the final solution were verified with empirical experiments and test results converged with calculations.

The developed solution has a sheet metal frame where the driving force is obtained with one electric motor on the upper axle. The lower wheel is free but for safety reasons emergency stop devices are placed on both upper and lower wheel. The developed traversing trolley is able to climb along 35 degrees inclined track with 400 kilograms and 30 degrees with 500 kilograms. The new solution is half the weight and price compared to existing trolleys which are able to climb along vertical track.

The product development project was economically viable and the achieved solution corresponded with requirements. The most important areas which need further development are finishing the production version and solving minor problems in functionality of the new traversing trolley. Developed traversing trolley is competitive and it is expected to increase sales of climbing suspended access equipment.

**Keywords** suspended access equipment, traversing trolley, product development, cost-effectiveness

## Alkusanat

Tämä diplomityö on tehty Rostek Oy:ssä osana uuden tuotteen tuotekehitysprojektia. Kiitän Rostek Oy:n johtoa ja omistajia mahdollisuudesta tehdä tämä diplomityö. Haluan myös kiittää ohjaajaani diplomi-insinööri Mikael Anthonia saamastani tuesta ja erityisesti työrauhan antamisesta työn loppuun saattamiseksi. Suuren kiitoksen ansaitsevat myös kollegani, jotka ratkaisivat ongelmia kanssani ja avustivat minua työn eri vaiheissa.

Kiitän myös diplomityöni valvojaa professori Petri Kuosmasta hyödyllisten neuvojen antamisesta ja mielenkiinnosta tutkimustani kohtaan.

Espoo 10.3.2015

---

Petja Lindström



# Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Alkusanat

Merkinnät .....	7
Lyhenteet .....	10
1 Johdanto .....	11
1.1 Tausta .....	11
1.2 Tutkimusongelma ja tavoitteet .....	12
1.3 Tutkimuksen rajaus ja rakenne .....	12
2 Nykyisten siirtovaunujen ja kiskotyyppien esittely .....	14
2.1 Siirtovaunujen käyttökohteet .....	14
2.2 Vaakasuurissa kiskoradoissa käytettävät kiskot ja siirtovaunut .....	18
2.3 Minilift -kiipeävä siirtovaunu .....	20
2.4 Roslift-kiipeävät siirtovaunut sekä RS127 ja RS137 -kiskotyyppit .....	21
2.5 Kilpailijoiden kiipeävät siirtovaunut .....	26
2.6 Kiipeäviä siirtovaunuja koskevat patentit .....	27
3 Käytettävät menetelmät .....	31
3.1 Suunnitteluprosessin kulku .....	31
3.2 Systemaattisen konseptisuunnittelun askeleet .....	34
3.2.1 Vaatimuslistan luominen ja tutkimusongelman tunnistaminen .....	34
3.2.2 Toimintorakenteen laatiminen .....	35
3.2.3 Vaikutusperiaatteiden haku ja ratkaisuvaihtoehtojen etsiminen .....	35
3.2.4 Kokonaisratkaisuvaihtoehdon valinta pistearvioinnilla .....	36
3.3 SFS-EN 1808 laskentaperiaatteet .....	38
3.4 Lujuuslaskennan peruskäsitteet .....	40
3.5 Akseleiden laskentaperiaatteet .....	41
3.6 Laakereiden laskentaperiaatteet .....	43
4 Uudelta siirtovaunulta vaadittavat ominaisuudet .....	44
4.1 Nykyisissä kiipeävissä siirtovaunuissa havaitut puutteet .....	44
4.2 Turvallisuus ja riskianalyysi .....	47
4.3 Uuden siirtovaunun vaatimuslista .....	51
5 Siirtovaunun konseptisuunnittelu .....	53
5.1 Abstrahointi .....	53
5.2 Toimintorakenteen laatiminen .....	54

5.3	Vaikutusperiaatteiden haku osatoiminnoille ja niiden yhdistäminen.....	55
5.4	Kokonaisratkaisuvaihtoehdot .....	57
5.5	Sopivan ratkaisuvaihtoehdon valinta.....	61
6	Periaateratkaisun jatkokehitys.....	64
6.1	Jatkokehittelyyn valitun ratkaisuvaihtoehdon analysointi.....	64
6.2	Rakenteen määrittelevät tekijät .....	66
6.3	Jousitus ja alapyörän kiristinmekanismi.....	67
6.4	Kulkupyörät ja hätäpysäytinmekanismi .....	69
6.5	Laakerointi.....	70
6.6	Päätyrajakatkaisimet.....	71
6.7	Valmistettavuus ja huollettavuus.....	71
6.8	Materiaalivalinnat ja niihin vaikuttavat tekijät.....	72
7	Mekaniikkasuunnittelu ja viimeistely .....	76
7.1	Kriittiset sallitut jännitykset ja käytettävät varmuuskertoimet.....	76
7.2	Pyörävoimien laskentamenetelmät.....	78
7.2.1	Jäykän vipumekanismin voimat.....	79
7.2.2	Jousien vaikutus .....	80
7.2.3	Kitkan vaikutus .....	81
7.2.4	Kokonaispyörävoimat superpositioperiaatteella .....	81
7.3	Jousivakion määrittäminen .....	82
7.4	Kokonaispyörävoimien suurimmat arvot .....	86
7.5	Akseleiden ja laakereiden mitoitus.....	88
7.6	Rungon ja alapyörän kiristysmekanismin rungon lujuus .....	90
7.7	Vaihteen valinta.....	93
7.8	Moottorin valinta.....	94
8	Tulosten arviointi ja jatkotoimenpiteet .....	97
8.1	Suoritetut testit ja konstruktion toimivuus .....	97
8.2	Taloudellinen onnistuminen ja vertailu nykyisiin siirtovaunuihin.....	100
8.3	Suunnitteluprosessin onnistumisen ja tulosten analysointi .....	102
8.4	Jatkotoimenpiteet.....	105
9	Yhteenveto .....	107
	Lähdeluettelo.....	109
	Liiteluettelo .....	112
	Liitteet	
	Liite 1	Siirtovaunun tekninen laskenta. 16 sivua.
	Liite 2	Siirtovaunun kokoonpanopiirustukset. 5 sivua.

## Merkinnät

$C_r$	[N]	laakerin laskennallinen kantokyky
$C_{ro}$	[N]	laakerin staattinen kantokyky
$F$	[N]	taakan aiheuttama voima
$F_a$	[N]	laakerin aksiaaliskuormitus
$F_{ekv}$	[N]	laakerin ekvivalenttikuormitus
$F_{max}$	[N]	suurin jousivoima
$F_{r,ylu}$	[N]	ulomman ylälaakerin radiaalikuormitus
$F_{r,yls}$	[N]	sisemmän ylälaakerin radiaalikuormitus
$F_h$	[N]	vaakavoima
$F_y$	[N]	taakan aiheuttaman voiman y-suuntainen voimakomponentti
$F_x$	[N]	taakan aiheuttaman voiman x-suuntainen voimakomponentti
$D_0$	[mm]	akselin alustava halkaisija
$D_e$	[mm]	jousen ulkohalkaisija
$D_i$	[mm]	jousen sisähalkaisija
$D_w$	[mm]	kulkupyörän tehollinen halkaisija
$D_{ya}$	[mm]	yläakselin rasetuimman kohdan halkaisija
$K_I$	[N]	kiskonsuuntainen kokonaisyläpyörävoima
$K_{IF}$	[N]	taakan aiheuttama kiskonsuuntainen yläpyörävoima
$K_{ft}$	[ ]	loven vaikutusluku taivutuksessa
$K_{fv}$	[ ]	loven vaikutusluku väännössä
$L_0$	[mm]	jousen lepopituus
$N$	[ ]	väsyttävien syklien lukumäärä
$N_{tod}$	[ ]	todellinen väsyttävien syklien lukumäärä
$M_t$	[Nm]	nimellinen taivutusmomentti
$M_F$	[Nm]	taakan aiheuttama momentti
$P_I$	[N]	kiskoa vastaan kohtisuora kokonaisyläpyörävoima
$P_{IF}$	[N]	taakan aiheuttama kiskoa vastaan kohtisuora yläpyörävoima
$P_{I,res}$	[N]	kokonaisyläpyörävoiman resultantti
$P_2$	[N]	kiskoa vastaan kohtisuora kokonaisalapyörävoima
$P_{2F}$	[N]	taakan aiheuttama kiskoa vastaan kohtisuora alapyörävoima
$P_{2J}$	[N]	jousen aiheuttama kiskoa vastaan kohtisuora alapyörävoima
$P_{v,nim}$	[N]	vaihteen nimellinen teho
$S$	[N]	kokonaisjousivoima redusoituna alapyörään

$S_0$	[N]	jousen esikiristysvoima redusoituna alapyörään
$T$	[ ]	kokonaiskäyttöaika
$T_v$	[Nm]	nimellinen vääntömomentti
$T_{m1.k}$	[Nm]	moottorin käynnistysmomentti
$T_{m1.m}$	[Nm]	moottorin suurin vääntömomentti
$T_{m1.nim}$	[Nm]	moottorin nimellinen vääntömomentti
$T_{mp}$	[Nm]	moottorin jarrulta vaadittava pidätinmomentti
$T_{v2}$	[Nm]	vaihteen toisioakselin vääntömomentti
$T_{v2.nim}$	[Nm]	vaihteen toisioakselin nimellinen vääntömomentti
$T_{v2.m}$	[Nm]	vaihteen toisioakselin sallittu nimellinen vääntömomentti
$W_t$	[mm <sup>3</sup> ]	poikkileikkauksen taivutusvastus
$W_v$	[mm <sup>3</sup> ]	poikkileikkauksen vääntövastus
$a_{ki}$	[mm]	ylä- ja alapyörän välinen etäisyys kiskon suunnassa
$a_{als}$	[mm]	sisemmän alalaakerin etäisyys sisemmästä tukipisteestä
$a_{alu}$	[mm]	ulomman alalaakerin etäisyys ulommasta tukipisteestä
$a_w$	[mm]	akseliväli
$a_{w0}$	[mm]	akseliväli kiskoa vastaan kohtisuorassa suunnassa
$a_{yp}$	[mm]	yläpyörän sisemmän sivun etäisyys sisemmästä ylälaakerista
$d_{yp}$	[mm]	yläpyörän keskikohdan etäisyys ulommasta ylälaakerista
$d_{yp}$	[mm]	yläpyörän tehollinen leveys
$h_{ki}$	[mm]	kiskon tehollinen korkeus
$i$	[ ]	välityssuhde
$k$	[N/mm]	jousen jousivakio
$k_{red}$	[N/mm]	jousituksen kokonaisjousivakio redusoituna alapyörään
$k_1$	[ ]	akselin pinnanlaadun kerroin
$k_2$	[ ]	akselin kokokerroin
$l_{Fy}$	[mm]	taakan y-suuntaisen voimakomponentin momenttivarsi
$l_{Fx}$	[mm]	taakan x-suuntaisen voimakomponentin momenttivarsi
$l_{P2x}$	[mm]	kiskoa vasaan kohtisuoran alapyörävoiman momenttivarsi
$l_{aa}$	[mm]	ala-akselin laakeriväli
$l_{t1}$	[mm]	taakan ripustuspisteen etäisyys kiskon keskilinjalta
$l_{t2}$	[mm]	taakan ripustuspisteen etäisyys yläpyörän kosketuspisteestä
$l_{t3}$	[mm]	taakan ripustuspisteen etäisyys yläpyörän keskipisteestä
$l_{ya}$	[mm]	yläakselin laakeriväli

$n_I$	[1/min]	ensiöakselin pyörimisnopeus
$n_d$	[ ]	dynaamisen lujuuden varmuus
$n_s$	[ ]	staattisen lujuuden varmuus
$q$	[ ]	materiaalin loviherkkyys
$t$	[mm]	jousen materiaalin paksuus
$s_{max}$	[mm]	jousen suurin puristuma
$v_E$	[ ]	materiaalin turvakerroin myötölujuuden suhteen
$v_R$	[ ]	materiaalin turvakerroin murtolujuuden suhteen
$\Delta a_w$	[mm]	akselivälin muutos
$\alpha$	[°]	kiskon kallistuskulma horisontin suhteen
$\beta$	[°]	siirtovaunun kallistuskulma kiskon suhteen
$\delta_{0,2.by}$	[ ]	myötörajasuhde ympyräpoikkipinnalle taivutuksessa
$\delta_{0,2.bs}$	[ ]	myötörajasuhde suorakaidepoikkipinnalle taivutuksessa
$\eta_v$	[ ]	vaihteen hyötysuhde
$\mu$	[ ]	lepokitkakerroin
$\sigma_E$	[Pa]	materiaalin myötölujuus
$\sigma_R$	[Pa]	materiaalin murtolujuus
$\sigma_{aE}$	[Pa]	sallittujännitys myötölujuuden suhteen
$\sigma_{aR}$	[Pa]	sallittujännitys murtolujuuden suhteen
$\sigma_t$	[Pa]	keskimääräinen taivutusjännitys
$\sigma_{t,a}$	[Pa]	taivutuksen jännitysamplitudi
$\sigma_{t,m}$	[Pa]	taivutuksen huippujännitys
$\sigma_{a.vert}$	[Pa]	jännitysamplitudin VVEH:n mukainen vertailujännitys
$\sigma_{m.vert}$	[Pa]	huippujännityksen VVEH:n mukainen vertailujännitys
$\sigma_{tw}$	[Pa]	materiaalin taivutusvaihtolujuus
$\sigma_{tw0}$	[Pa]	materiaalin väsymislujuus
$\sigma_{tE}$	[Pa]	materiaalin taivutusmyötöraja
$\sigma_{tN}$	[Pa]	määrättyyn tilanteeseen sopiva väsymislujuusarvo
$\tau_v$	[Pa]	nimellinen vääntöjännitys
$\tau_{v,a}$	[Pa]	väännön jännitysamplitudi
$\tau_{v,m}$	[Pa]	väännön huippujännitys

## Lyhenteet

BMU	pysyvästi asennettu riipputelinejärjestelmä ( <i>engl. Building Maintenance Unit</i> )
FEM	äärellinen elementtimenetelmä ( <i>engl. Finite Element Method</i> )
FMEA	vika- ja vaikutusanalyysi ( <i>engl. Failure Mode and Effect Analysis</i> )
KT	kuormitustapaus
KV	kiinteä vaatimus
SSK	suurin sallittu kuormitus
SWR	ripustuslaitteen omapaino ( <i>engl. Self-Weight of suspension Rig</i> )
T	toive
TSP	tilapäinen riipputelinejärjestelmä ( <i>engl. Temporary Suspended Platform</i> )
VV	vähimmäisvaatimus
VVEH	vakiovääristymisenergiähypoteesi

# 1 Johdanto

## 1.1 Tausta

Lasijulkisivujen suosio rakentamisessa on huomattavasti lisääntynyt viime vuosikymmenten aikana. Tämä johtuu osittain rakennustekniikan kehittymisestä ja sitä kautta betonirakenteiden korvaamisesta edullisemmilla teräsrakenteilla. Lasinen julkisivu tekee rakennuksista myös avaria ja valoisia. Suunnittelumenetelmät ovat kehittyneet, jolloin rakennusten muotoilussa voidaan käyttää entistä monimutkaisempia ratkaisuita. Lisäksi uusien teknologioiden myötä lasijulkisivujen energiatehokkuus on parantunut huomattavasti.

Lasijulkisivun siistinä pitäminen vaatii kuitenkin säännöllistä pesua ja ajoittaista huoltoa. Huoltotoimenpiteitä varten on järjestettävä luoksepääsy koko julkisivun alueelle. Luoksepääsy voidaan toteuttaa maasta käsin esimerkiksi hydraulisilla henkilönostimilla. Tällöin huolto on kuitenkin hankalaa sisätiloissa sekä liikennöidyillä katujulkisivuilla. Lisäksi rakennusten jatkuvasti kasvava korkeus ja monimutkaiset muodot rajoittavat hydraulisten nostinten käyttöä. Rakennustekniikan uusien kehityssuuntien perusteella voidaan olettaa, että lasi- ja teräsrakentaminen lisääntyy myös tulevaisuudessa. Lisäksi uusien julkisivuratkaisujen, kuten viherrakentamisen ja aurinkosähköjärjestelmien yleistyminen takaavat sen, että julkisivuhuollossa riittää haasteita.

Haastavissa kohteissa huoltotyöt on mahdollista suorittaa riippuvien henkilönostinten eli riipputelineiden ja riipputuolien avulla. Nämä laitteet riippuvat nostoköyden tai köysien varassa ja niissä on nostokoneistot, jotka kelaavat tai vapauttavat nostoköyttä pystysuuntaisen liikkeen aikaansaamiseksi. Vaakasuuntaista siirtymistä varten voidaan käyttää siirrettäviä kattopollareita tai räystäskoukkuja. Näiden käyttö säännöllisissä huoltotöissä on kuitenkin työlästä ja ne sopivat lähinnä tilapäisratkaisuihin.

Tehokasta ja säännöllistä huoltotyötä silmällä pitäen riipputelineelle kannattaa asentaa kulkukiskot, joiden varaan riipputeline ripustetaan. Tällöin vaakasuuntaisen liikkeen mahdollistavat kiskoja pitkin kulkevat siirtovaunut. Kulkukiskot voidaan kiinnittää tilanteesta riippuen esimerkiksi kattorakenteisiin tai julkisivuun huollettavan alueen yläpuolelle. Kulkukiskojen käyttö mahdollistaa huoltotöiden tekemisen myös kohteissa, joissa julkisivun muoto on monimutkainen, eikä luoksepääsy muuten olisi mahdollista. Tällöin kiskon on mukailtava julkisivun muotoja sekä vaaka- että pystysuunnissa.

## **1.2 Tutkimusongelma ja tavoitteet**

Tutkimus on tehty Rostek Oy:ssä osana uuden siirtovaunun tuotekehitysprojektia. Rostek Oy on Espoon Kivenlahdessa toimiva noin 25 hengen yritys, joka kehittää, valmistaa ja markkinoi pysyviä julkisivujen luoksepääsyjärjestelmiä. Yrityksellä on lisäksi Rostek UK -niminen tytäryhtiö, joka toimii Iso-Britanniassa. Yleisimpiä tuotteita ovat alumiinirakenteiset hoitosillat, tikkaat ja riipputelinejärjestelmät. Suurin osa tuotteista menee vientiin muun muassa Keski-Eurooppaan, Pohjoismaihin ja Kaukoidän maihin.

Tavoitteena on kehittää uusi kustannustehokas kiipeävä siirtovaunu, joka toimii osana riipputelinejärjestelmää. Yrityksen tuotevalikoimassa on jo tällä hetkellä kiipeäviä siirtovaunuja, mutta ne eivät optimaalisesti sovellu kaikkiin kohteisiin. Loivasti nouseviin kiskoratoihin voidaan käyttää Minilift-siirtovaunua, joka pystyy kiipeämään kuormasta riippuen 10–15 astetta nousevaa rataa pitkin. Roslift-siirtovaunut pystyvät kiipeämään pystysuoraa kiskoa pitkin täydellä kuormalla ja siksi näitä siirtovaunuja voidaankin periaatteessa käyttää kaikissa kohteissa. Roslift -siirtovaunut ovat kuitenkin turhan kalliita käytettäväksi kohteissa, joissa kiskoradan suurin nousukulma on loiva, eivätkä ne siksi ole aina kilpailukykyinen vaihtoehto.

Uuden kiipeävän siirtovaunun on tarkoitus täydentää yrityksen kiipeävien siirtovaunujen tuotevalikoimaa ja tehdä siitä kilpailukykyisempi. Tavoitteena on kehittää siirtovaunu, joka on kustannustehokas, pienikokoinen ja samalla kiipeämiskapasiteetiltaan riittävä useimpiin kohteisiin. Uudelle tuotteelle on kysyntää, sillä merkittävän projektitulauksen ehtona on ollut uudenlaisen kiipeävän siirtovaunun kehittäminen. Tämän vuoksi tutkimuksen tuotekehitysprojektin onnistuminen on kaupallisesti erityisen tärkeää.

## **1.3 Tutkimuksen rajausta ja rakenne**

Tutkimuksessa käsitellään uuden siirtovaunun kehitysvaiheita konseptivaiheesta aina valmiiksi tuotteeksi asti. Siirtovaunu kehitetään osaksi riipputelinejärjestelmää, jonka muita pääkomponentteja ovat siirtovaunuihin ripustettava riipputeline, siirtovaunujen kulkukiskot ja kulkukiskojen kannakkeet. Edellä mainitut muut riipputelinejärjestelmän komponentit jätetään tutkimuksen ulkopuolelle.



Turvallisuus on tärkeässä asemassa siirtovaunun kehitysvaiheissa, sillä on muistettava, että laitteen varassa on ihmishenki. Luontevan rungon turvallisuustarkastelulle muodostaa riipputelinejärjestelmien turvallisuutta käsittelevä eurooppalaisen standardoimislautakunnan (*engl. European Committee for Standardisation*) standardi SFS-EN 1808. Myös lujuustarkastelut seuraavat tätä standardia. Suunnitteluprosessissa hyödynnetään myös muita standardeja, alan oppikirjoja ja direktiivejä.

Tutkimuksen rakenteen runko muodostuu siirtovaunujen kehityksen eri vaiheiden ja osa-alueiden ympärille. Aluksi kartoitetaan tutkimuksen taustaa käymällä läpi nykyisten kiipeävien siirtovaunujen ominaisuuksia ja rajoituksia. Taustatutkimuksen jälkeen esitellään työssä käytettävät suunnitteluperiaatteet ja käydään läpi suunnitteluprosessin kulku sekä käytettävät menetelmät.

Tästä jatketaan siirtovaunujen varsinaiseen kehitystyöhön, joka aloitetaan määrittelemällä uudelta siirtovaunulta vaaditut ominaisuudet. Vaatimusten perusteella edetään siirtovaunujen konseptisuunnitteluvaiheeseen, jossa selvitetään muun muassa siirtovaunuilta vaadittavat toiminnot ja etsitään niille ratkaisuvaihtoehtoja. Konseptisuunnittelun tulosten perusteella valitaan sopivimmat ratkaisuvaihtoehdot jatkokehittelyyn.

Jatkokehittelyvaiheessa siirtovaunun eri osatoiminnoille haetaan lopullinen rakenne ja toimintaperiaatteet. Tämän jälkeen lopullista ratkaisua analysoidaan mekaniikkasuunnitteluvaiheessa ja eri rakenneosat mitoitetaan. Kokeellinen tutkimus on tärkeässä asemassa aina konseptisuunnitteluvaiheesta lähtien. Kokeiden tarkoituksena on tutkia valittujen ratkaisujen toimivuutta käytännössä. Lisäksi kokeilla todennetaan laskelmien oikeellisuus ja varmistetaan uuden tuotteen turvallisuus.

Tutkimuksen päätteeksi arvioidaan valmiin konstruktion toiminnallisuutta ja tutkimustuloksia sekä käydään läpi siirtovaunun kehittämisen jatkotoimenpiteet. Lisäksi arvioidaan kehitetyn laitteen kaupallisia mahdollisuuksia. Myös suunnitteluprosessin onnistumista arvioidaan saavutettujen tulosten perusteella.

## 2 Nykyisten siirtovaunujen ja kiskotyyppien esittely

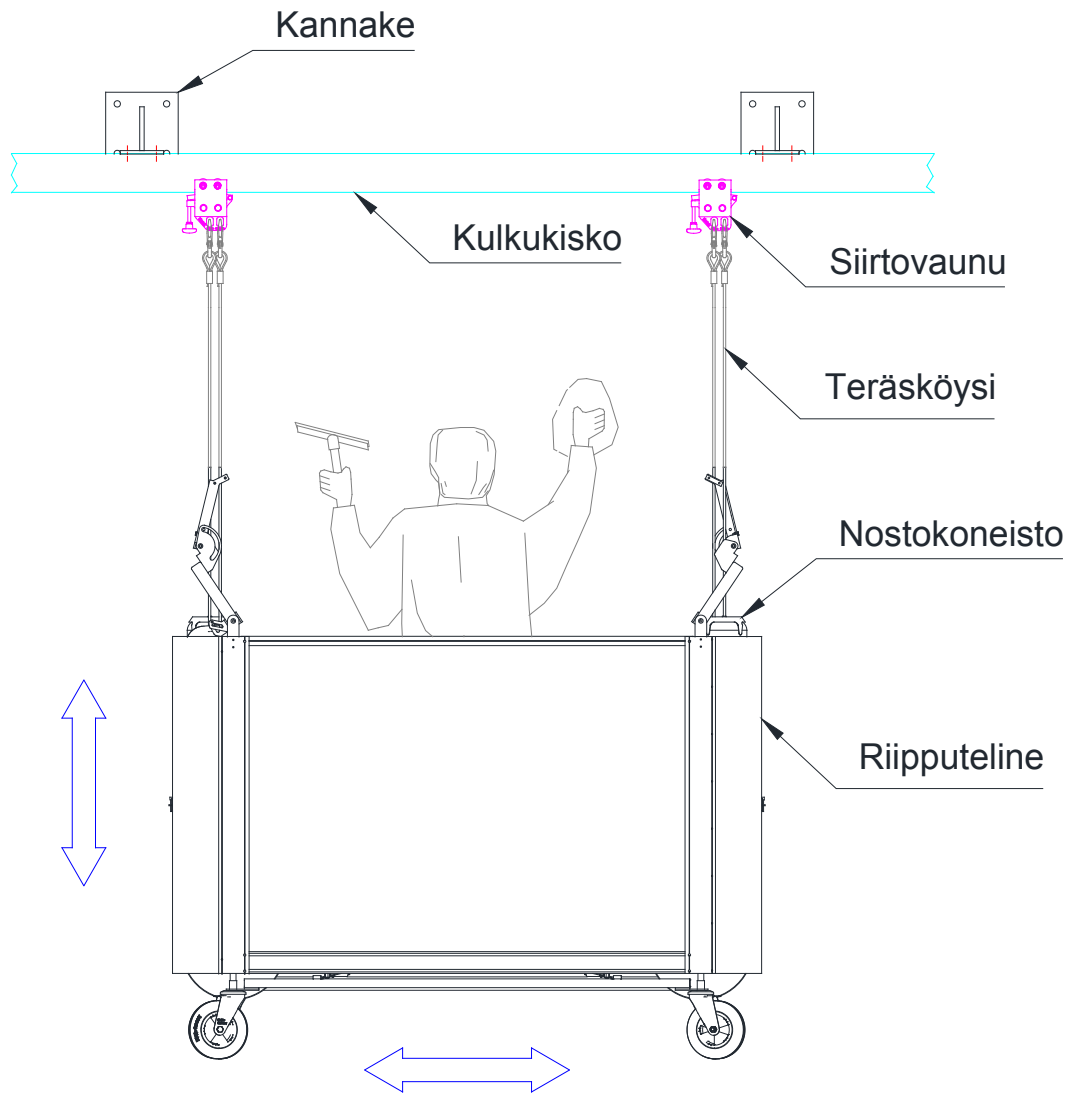
Tässä luvussa esitellään yrityksen tämän hetkiset siirtovaunumallit ja niiden ominaisuudet sekä käyttökohteet. Näitä tietoja hyödynnetään myöhemmin uuden siirtovaunun vaatimusten määrittelyssä ja rakenteen kehityksessä. Lisäksi tässä luvussa esitellään eri kiskotyyppit, joilla siirtovaunut kulkevat. Lopuksi kartoitetaan millaisia ratkaisuja kilpailijat ovat käyttäneet kiipeävissä siirtovaunuissaan ja tutkitaan kiipeäviä siirtovaunuja koskevia patentteja.

### 2.1 Siirtovaunujen käyttökohteet

Kiskoja pitkin kulkevia siirtovaunuja käytetään yleisesti osana riipputelinejärjestelmää. Siirtovaunujen varaan voidaan ripustaa myös hoitosilta tai -tikas. Kaltevilla ja pystysuorilla kiskoradoilla käytetään erityisiä kiipeäviä siirtovaunuja, kuten tässä tutkimuksessa kehitettävä siirtovaunu.

Riipputelinejärjestelmä voi olla niin sanottu pysyväisratkaisu (*engl. Building Maintenance Unit, BMU*), joka on tarkoitettu asennettavaksi tiettyyn rakennukseen tai rakenteeseen. Toinen mahdollinen riipputelinejärjestelmätyyppi on tilapäinen riipputelinejärjestelmä (*engl. Temporary Suspended Platform, TSP*), joka asennetaan rakennukseen tai rakenteeseen vain tiettyä tarkoitusta varten. TSP-järjestelmät puretaan ja poistetaan kohteesta, kun työ, jota varten ne asennettiin, on valmistunut. (SFS-EN 1808 2010, s. 10.)

Kuvassa 1 on esitetty riipputelinejärjestelmän rakenne. Järjestelmä koostuu kuvan mukaisesti kuudesta pääkomponentista, jotka ovat riipputeline ja siihen kiinnitetyt nostokoneistot, ripustusvaijerit, siirtovaunut, kulkukiskot sekä kannakkeet. Kuvan rakenne on vain yksi yleinen vaihtoehto riipputelinejärjestelmän rakenteelle ja lukuisia erilaisia variaatioita on olemassa. Järjestelmän rakenteen määrittelee ensisijaisesti huollettava kohde, joka on usein rakennuksen sisä- tai ulkopuolinen julkisivu. Tämän tutkimuksen siirtovaunu kehitetään ensisijaisesti kuvan 1 kaltaiseen riipputelinejärjestelmään.



**Kuva 1. Riipputelinejärjestelmän yleisrakenne.**

Riipputeline on riipputelinejärjestelmän osa, joka on tarkoitettu henkilöiden ja työvälineiden kuljettamiseen (SFS-EN 1808 2010, s. 14). Riipputeline ripustetaan teräsköysillä ripustuslaitteeseen. Ripustuslaite voi olla esimerkiksi kiskolla kulkeva siirtovaunu (ks. Kuva 1), kiinteä taavetti tai räystäskoukku. Nostokoneisto, jolla saadaan aikaan pystysuuntainen liike, voi sijaita joko riipputelineessä tai ripustuslaitteessa. Julkisivun suuntaisen vaakasuoran liikkeen aikaansaamiseksi ripustuslaitteena käytetään käsi- tai sähkökäyttöisiä siirtovaunuja. Riipputeline voi riippua myös vain yhden nostokoneiston varassa, jolloin se kulkee vain yhden siirtovaunun avulla. Yrityksen kahden hengen riipputelineessä on kaksi nostokoneistoa ja kannatusköyttä, jolloin se tarvitsee kaksi siirtovaunua.

Riipputelinejärjestelmiä käytetään yleisimmin rakennusten julkisivujen huoltoon ja kunnossapitoon. Edullisin tapa riipputelinejärjestelmän säännölliseen käyttöön on asen-  
taa rakennuksen julkisivuun kiskorata, jota pitkin siirtovaunut kulkevat (ks. Kuva 2).  
Vaakasuorilla kiskoradoilla voidaan käyttää käsikäyttöisiä manuaalisia siirtovaunuja tai  
moottoroituja siirtovaunuja.

Rakennusteollisuuden kehityksen myötä rakennusten julkisivujen muodot ovat usein  
monimutkaisia ja mahdollisesti kaksoiskaarevia eli julkisivu on kaareva sekä vaaka- että  
pystysuunnassa. Tällöin, jotta koko julkisivu voitaisiin huoltaa, kiskoradan ja siirtovau-  
nujen on kyettävä seuraaman julkisivun vaihtelevia ja toisinaan monimutkaisia muotoja  
(ks. Kuva 2). Tällaisilla kaltevilla ja pystysuorilla kiskoradoilla käytetään moottoroituja  
kiipeäviä siirtovaunuja.



**Kuva 2. Riipputeline ja siirtovaunut kaltevalla kiskoradalla.**

Siirtovaunujen toinen yleinen käyttökohde on hoitosillat ja -tikkaat. Hoitosilta on työskentelytaso, joka mahdollistaa pääsyn huollettavaan kohteeseen. Hoitosillan ero riipputelineeseen on se, että hoitosillat kiinnitetään kiinteästi suoraan siirtovaunuihin eivätkä ne liiku pystysuunnassa. Useimmiten hoitosilta asennetaan rakennusten lasikatteiden alle sisäpuolisia huoltotöitä varten. Sillan päätyihin asennetaan siirtovaunut, joiden varassa silta liikkuu katto- tai seinärakenteisiin kiinnitettyä kiskorataa pitkin. Siirtovaunuina hoitosilloissa voidaan käyttää manuaalisia, moottoroituja ja kiipeäviä siirtovaunuja riippuen kohteen asettamista vaatimuksista.

Hoitosillan alle voidaan kiinnittää lisävarusteena kiskorata tai ripustuspisteet, joihin voidaan ripustaa erillinen riipputeline. Tällöin hoitosilta toimii työskentelytason lisäksi myös ikään kuin riipputelineen siirtovaununa ja järjestelmällä voidaan huoltaa myös hoitosillan alapuoliset julkisivut. Hoitosilta voidaan varustaa myös liikuteltavalla tornilla, jolloin ulottuvuus ylöspäin kasvaa, tai teleskoopilla, jolla sillan pituutta voidaan tarvittaessa pidentää tai lyhentää. Kuvassa 3 on esimerkki hoitosillasta, jossa on liikuteltava torni ja sillan alla ripustuspisteet riipputelineen kiinnittämistä varten. Torni voidaan myös kaataa tarvittaessa, kuten kuvassa 3 on tehty, jolloin sillalla päästään ahtaisiin paikkoihin.



**Kuva 3. Hoitosilta, jossa on lisävarusteena kaadettava torni ja alla ripustuspisteet riipputelineelle.**

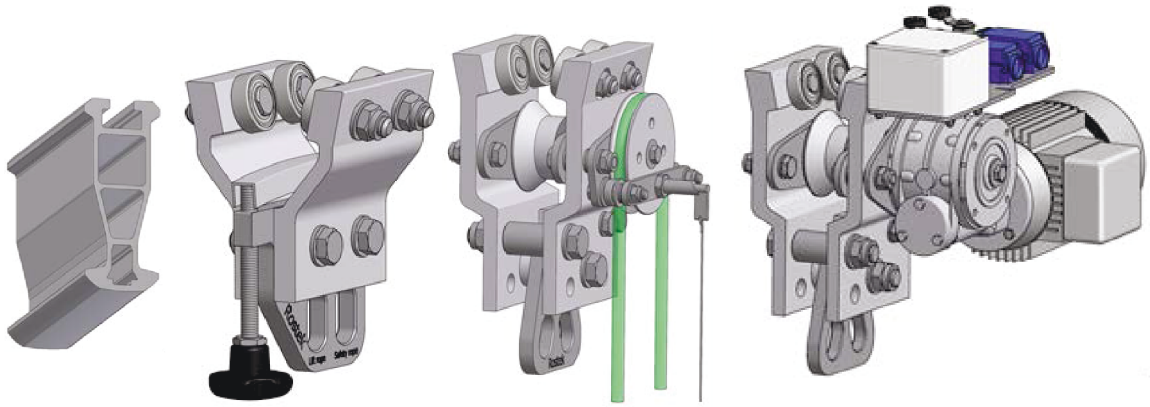
Hoitotikas eroaa hoitosillasta jyrkemmän asennuskulman ja usein kevyemmän rakenteen vuoksi. Hoitotikkaissa liikutaan askelmia tai puolia pitkin riippuen asennuskulman suuruudesta. Niitä käytetään yleisimmin lasikattojen tai pienten pystysuorien lasiseinien huoltotöihin. Myös hoitotikkaat liikkuvat usein siirtovaunujen ja kiskojen varassa. Kuva 4 on erilaisia hoitotikkaiden käyttöesimerkkejä.



Kuva 4. Vasemmalla on kaareva hoitotikas lasikaton päällä ja oikealla on hoitotikas pystysuoralla julkisivulla.

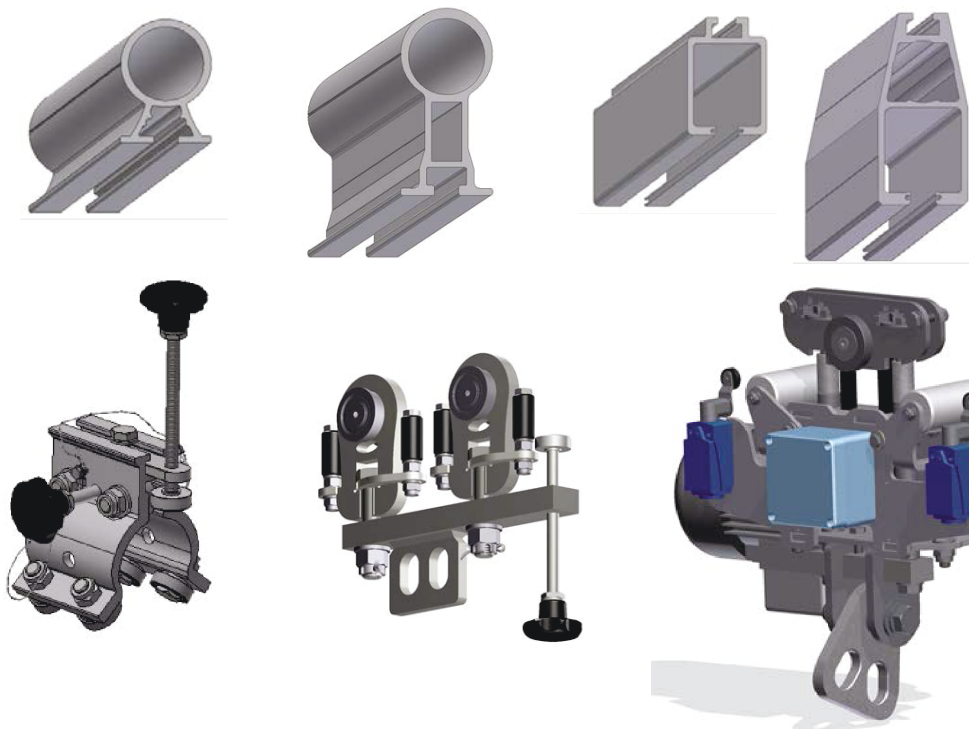
## **2.2 Vaakasuorissa kiskoradoissa käytettävät kiskot ja siirtovaunut**

Yritys valmistaa useita vaakasuorille kiskoradoille suunniteltuja kiskotyypppejä ja siirtovaunuja. Yleisin vaakasuorissa kiskoradoissa käytetty kiskotyyppi on RS133-kisko. J. Korhonen (2009) on diplomityössään kehittänyt RS133-kiskolle siirtovaunuperheen, johon kuuluvat RS133MB-manuaalivaunu, RS133R-narukäyttöinen vaunu ja RS133E-moottorivaunu (ks. Kuva 5).



**Kuva 5. Vasemmalta oikealle: RS133-kisko, RS133MB-manuaalivaunu, RS133R-narukäyttöinen vaunu ja RS133E-moottorivaunu.**

Muita kiskotyyppejä ovat esimerkiksi kattorakenteisiin upotettavat RS110 ja RS162 -kiskotyypit sekä alapuolelta kiinnitettävät RS63 ja RS129 -kiskotyypit. Upotettavat kiskotyypit ovat huomaamattomia ja sen vuoksi etenkin rakennuksen sisäpuolissa kiskoradoissa niitä käytetään varsin paljon (ks. Kuva 3). Alapuolelta kiinnitettävät kiskotyypit soveltuvat käytettäväksi etenkin hoitosiltojen- ja tikkaiden kanssa sovelluksissa, joissa ne kulkevat kiskoradan yläpuolella (ks. Kuva 4). Edellä mainituille kiskotyypeille on kehitetty omat siirtovaunut, joista osa on esitetty alla olevassa kuvassa 6.

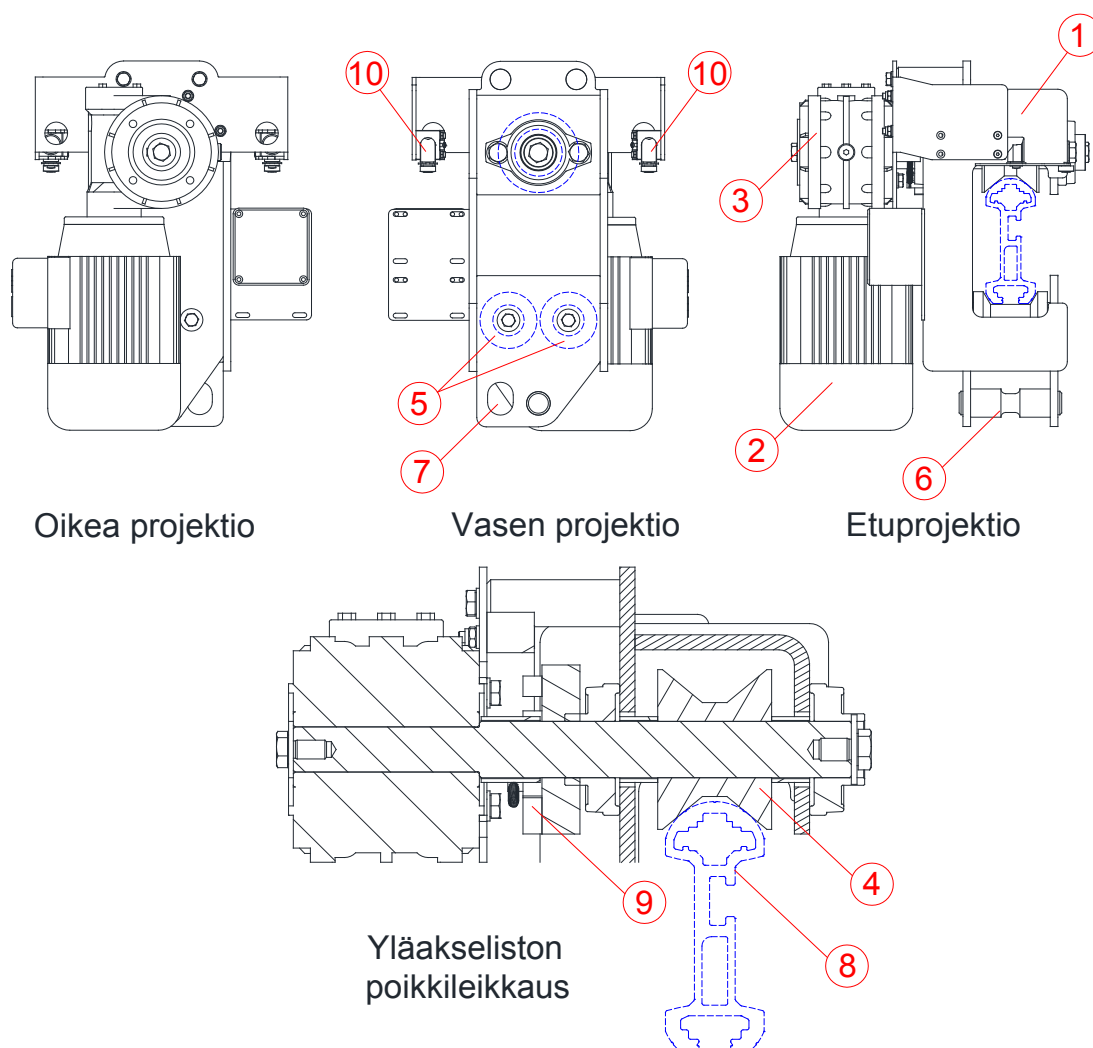


**Kuva 6. Esimerkkejä kiskoista ja siirtovaunuista. Yläriivi vasemmalta oikealle: RS63, RS129, RS110 ja RS162 -kiskot. Alariivi vasemmalta oikealle: RS63-manuaalivaunu, RS110MSRB-manuaalivaunu ja RS110E-moottorivaunu.**



## 2.3 Minilift -kiipeävä siirtovaunu

Minilift-siirtovaunu on loivassa kulmassa kiipeävä siirtovaunu. Se on suunniteltu RS133D-kiskotyypille ja sitä käytetään lähinnä riipputelineen kanssa. Minilift-siirtovaunu pystyy kiipeämään 500 kg:n kuormalla enintään 10 astetta ja 400 kg:n kuormalla enintään 15 astetta nousevaa kiskorataa pitkin. (Korhonen 2010.)



Kuva 7. Minilift-siirtovaunun mekaaninen rakenne.

Viittaukset kuvan 7 numerointiin:

- |                   |                                 |
|-------------------|---------------------------------|
| 1. Runko          | 6. Nostovaijerin kiinnityspiste |
| 2. Sähkömoottori  | 7. Varavaijerin kiinnityspiste  |
| 3. Kierukkavaihde | 8. RS133D-kisko                 |
| 4. Yläkiskopyörä  | 9. Turvatarrainmekanismi.       |
| 5. Alakiskopyörä  | 10. Päätyrajakatkaisimet        |



Minilift-siirtovaunu on rakenteeltaan hitsattu levyleikerakenne (ks. Kuva 7). Sen kiipeäminen perustuu kitkaan ja tarvittava kitkavoima saadaan aikaan vipumekanismilla. Vipuvoima syntyy kolmipyöräisen rakenteen ansiosta, missä yläpyörä toimii vetopyöränä ja kaksi alapyörää vapaina tukipyörinä. Kaltevalla kiskolla toinen alapyöräistä painautuu vipumekanismin ansiosta vasten kiskoa. Tällä tavoin yläpyörän kitkavoima kasvaa ja siirtovaunu kykenee kiipeämään loivaa nousua. Yläpyörä on lisäksi varustettu hätäpysäytinmekanismilla mahdollisen vetovoiman menettämisen vuoksi. Vetovoima voidaan menettää esimerkiksi moottori- tai vaihteistorikon seurauksena.

Minilift-siirtovaunun rakennetta ja toimintaperiaatetta on hyödynnetty myös tämän tutkimuksen uuden siirtovaunun konseptisuunnittelussa. Tämän vuoksi tutkimuksessa kehitetty siirtovaunu muistuttaa ulkonäöltään Minilift-siirtovaunua. Suurin yhteinen tekijä näiden siirtovaunujen välillä on kiinteä levyleikerunko sekä yhden moottorin ja vaihteen sijoittelu. Nämä ratkaisut ovat todettu toimiviksi Minilift-siirtovaunun kohdalla ja siksi niitä on viisasta hyödyntää myös uuden siirtovaunun kehityksessä. Uuden siirtovaunun rakenne ja toimintaperiaate eroavat kuitenkin huomattavasti nykyisestä Minilift-siirtovaunusta.

## **2.4 Roslift-kiipeävät siirtovaunut sekä RS127 ja RS137 -kiskotyypit**

Yrityksellä on kaksi kiipeävää siirtovaunutyyppeä, jotka kykenevät kiipeämään kaltevaa ja pystysuoraa kiskorataa pitkin: Roslift 400 ja Roslift 500 -siirtovaunut. Roslift 400 -siirtovaunun ensimmäinen versio kehitettiin jo vuonna 1993. Tämän jälkeen sen tuotekehitystä on jatkettu pääosin T. Kinasen (1997) tekemän diplomityön muodossa. Myöhemmin laitteen turvallisuutta on kehitetty edelleen ja konstruktiomateriaaleja on vaihdettu.

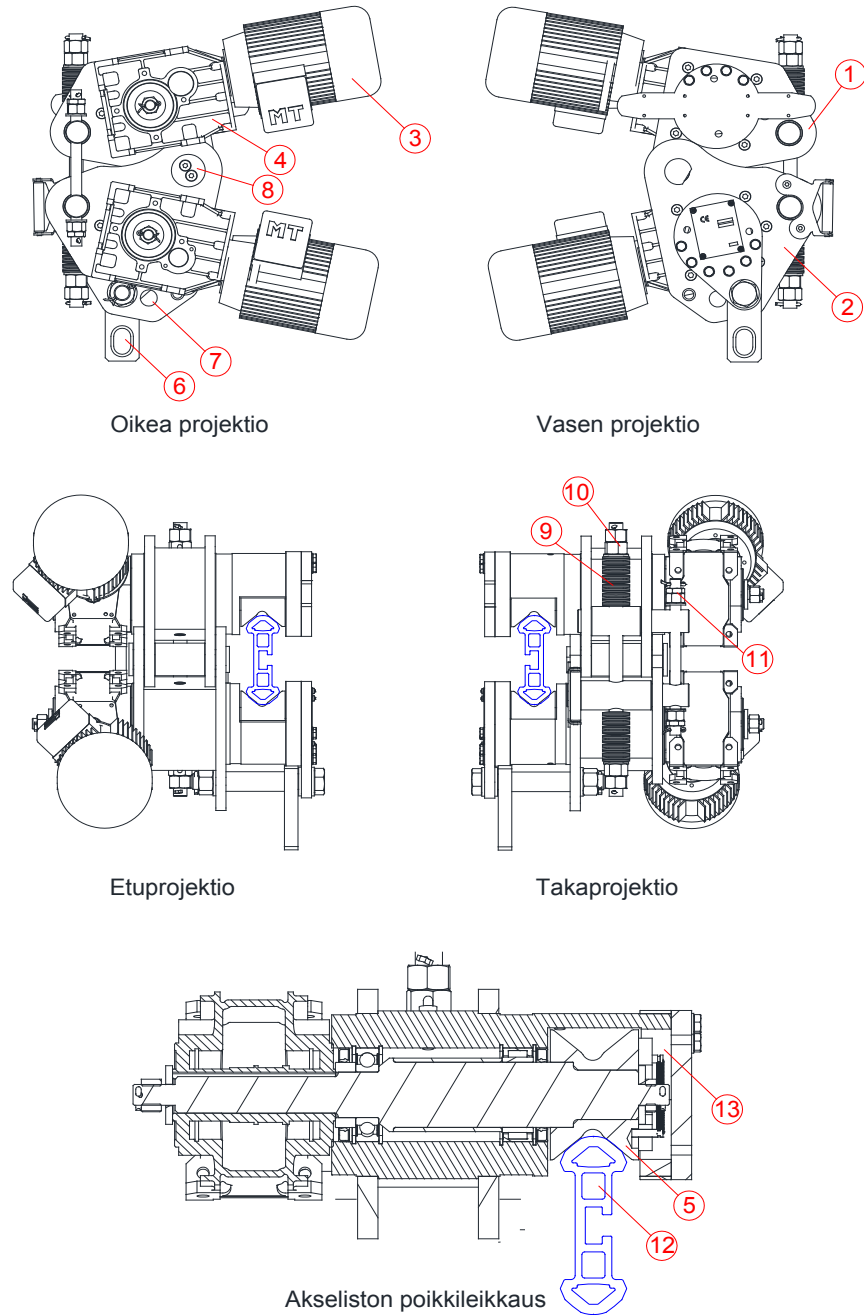
Roslift 500 -siirtovaunun kehitti diplomityössään M. Lukkala (2007) Roslift 400 -siirtovaunun pohjalta. Roslift 400 ja Roslift 500 -siirtovaunut ovat keskenään hyvin samankaltaisia. Suurimpia eroja ovat suurin sallittu kuormitus ja siirtovaunujen kanssa käytettävät kiskotyypit. Roslift 400 -siirtovaunu on suunniteltu yhdessä RS127-kiskon kanssa. Roslift 500 -siirtovaunulle on kehitetty myös vahvempi RS137-kisko, mutta sitä voidaan käyttää myös kevyemmän RS127-kiskon kanssa.

Roslift 400 -siirtovaunu pystyy nousemaan pystysuoraa kiskoa pitkin enintään 400 kg:n kuormalla, kun taas Roslift 500 pystyy samaan 500 kg:n kuormalla. Lisäksi Roslift 500 -siirtovaunun rakenne on kehitetty turvallisemmaksi ja kustannustehokkaammaksi verrattuna Roslift 400 -siirtovaunuun. Roslift 500 -siirtovaunu RS137-kiskoradalla on esitetty alla kuvassa 8.



**Kuva 8. Roslift 500 -siirtovaunut RS137-kiskoradalla.**

Roslift-siirtovaunut ovat nivelrunkoisia eli niiden rakenne muodostuu ylä- ja alarungosta, jotka on yhdistetty toisiinsa nivelpisteen ja kiristysjousimekanismin avulla (ks. Kuva 9). Jousien esikiristysvoimaa tarvitaan kuljettaessa vaakasuoraa kiskorataa pitkin. Jousivoima pitää siirtovaunun ylä- ja alapyörät vakaasti kiinni kiskossa kiskokorkeuden mahdollisesti vaihdellessa esimerkiksi valmistustoleransseista tai kulumisesta johtuen. Jousitus myös kompensoi esimerkiksi kiskon jatkoskohdista aiheutuvia suuria rasisu- huippuja siirtovaunun rakenteeseen. Lisäksi joustavan runkorakenteen ansiosta siirtovaunu pääsee kaltevalla kiskolla pyöryvoimien kasvaessa kallistumaan sopivasti kiskoon nähden, jolloin pyöryvoimat eivät kasva liian suuriksi.



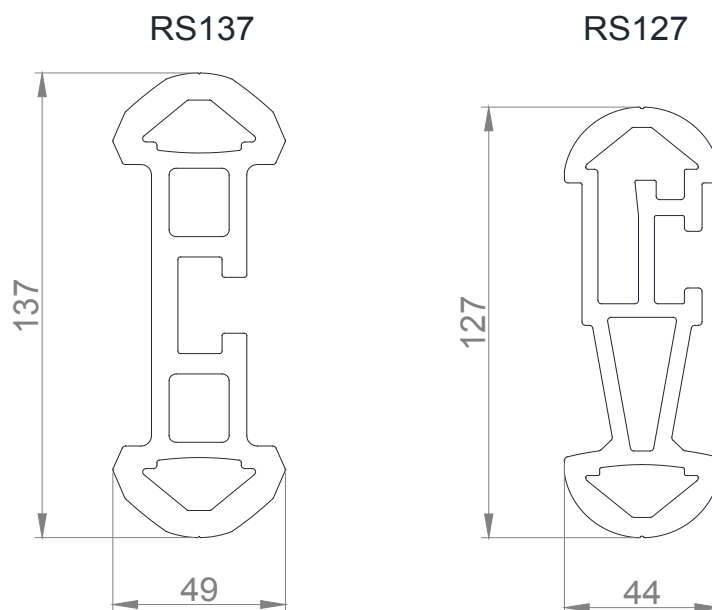
**Kuva 9. Roslift500 -siirtovaunun mekaaninen rakenne.**

Viittauksen kuvan 9 numerointiin:

- |                                 |                                |
|---------------------------------|--------------------------------|
| 1. Ylempi runko                 | 8. Saranapiste                 |
| 2. Alempi runko                 | 9. Lautasjousipakka            |
| 3. Sähkömoottori                | 10. Jousituksen kiristinpultti |
| 4. Kierukkavaihde               | 11. Rajoitinpultti             |
| 5. Kulkupyörä                   | 12. RS137-kisko                |
| 6. Nostovaijerin kiinnityspiste | 13. Hätäpysäytinmekanismi      |
| 7. Varavaijerin kiinnityspiste  |                                |

Kiipeämisvoima perustuu kulkupyörien ja kiskon väliseen kitkaan. Tarvittava kitkavoima muodostuu luonnollisesti taakan painovoimasta ja vipumekanismin aiheuttamasta lisävoimasta. Yläpyörään vaikuttavat siis taakan painovoiman lisäksi myös jousen esikiristysvoima ja vipumekanismin voima. Alapyörään vaikuttavat jousen esikiristysvoima ja vipumekanismin voima. Käyttövoima saadaan aikaan kahdella sähkömoottorilla, joista toinen vaikuttaa alapyörään ja toinen yläpyörään. Toisioakselin kierrosluku on säädetty sopivaksi molempiin moottoreihin kiinnitetyillä hammasvaihdeilla.

RS127 ja RS137 -kiskot ovat alumiiniseoksesta valmistettuja poikkileikkaukseltaan monionteloisia profiileja (ks. Kuva 10). Kiskot ovat kantokyvyltään erinomaisia niiden painoon suhteutettuna. Suljetun monionteloisen rakenteen ansiosta kiskoilla on hyvä vääntöjäykkyys ja -vastus. Kiskot kiinnitetään sivussa kulkevasta pulttiurasta erityisillä kiskopulteilla kannakekonsoleihin, jotka ovat kiinnitetty rakennukseen. RS127 ja RS137 -kiskot on erityisesti suunniteltu kaltevia kiskoratoja varten ja niitä on helppo taivuttaa sekä vaaka- että pystysuunnissa. Lisäksi jäykkyyden ja kulumiskestävyyden lisäämiseksi seinämänvahvuus on suuri kiskojen ylä- ja alapinnoissa. Tämän tutkimuksen uusi siirtovaunu kehitetään ensisijaisesti RS137-kiskolle ja toivomuksena on mahdollisuus käyttää myös RS127-kiskoa.



**Kuva 10. RS137 ja RS127 -kiskojen poikkileikkaus ja päämitat.**

Kiskon kuluminen on kitkavetoiselle järjestelmälle tyypillistä ja joissain tapauksissa ongelmallista. Kuluminen voi pienentää kiskon poikkileikkauksen korkeutta tai leveyttä merkittävästi (ks. Kuva 11). Tällöin kiristysmekanismin jousto ei välttämättä riitä kompensoimaan kiskon kulumista. Tämän seurauksena ala- ja yläpyörän välinen etäisyys jää liian suureksi kiskon kokoon nähden ja siirtovaunu pääsee kallistumaan kiskolla liikaa. Liiallinen kallistuminen muuttaa siirtovaunun ja kiskon rasiustilaa, jolloin molempien kuluminen saattaa lisääntyä entisestään. Siksi kiskon kuluminen on huomioitava kiipeävien siirtovaunujen ja niiden kanssa käytettävien kiskojen suunnittelussa.



**Kuva 11. Kulunut RS137 -kisko.**

Uuden siirtovaunun kehityksessä on hyödynnetty T. Kinasen (1999) ja M. Lukkalan (2007) tutkimustuloksia Roslift-siirtovaunuista. Esimerkiksi uuden siirtovaunun hätäpysäytinmekanismeissa ja kulkupyörien geometriassa on käytetty hyväksi Roslift 500 -siirtovaunun toimiviksi todettuja ratkaisuja. Lisäksi pyörävoimien ja kitkatoimisuuden tutkimustuloksia on hyödynnetty myöhemmissä kappaleissa.

## **2.5 Kilpailijoiden kiipeävät siirtovaunut**

Yrityksen kilpailijoilla on myös erilaisia kiipeäviä siirtovaunuja. Eri kilpailijoiden siirtovaunut eroavat paljon sekä toisistaan että edellä esitetyistä kiipeävistä siirtovaunuista. Kilpailijoiden siirtovaunuissa kiipeämiseen tarvittava voima saadaan aikaan kahdella eri tavalla. Osalla kilpailijoista kiipeäminen perustuu kitkaan ja osalla kiipeämisen mahdollistaa kiskon pintaan asennettu ketju. Ketjuun perustuva kiipeäminen on kalliimpaa toteuttaa etenkin, jos suurin osa kiskoradasta on kaltevaa. Tämä johtuu siitä, että kalteville osuuksille kiskon pintaan on asennettava ketju, jonka avulla siirtovaunu kiipeää.

Ketjuun perustuvalla kiipeämisellä saavutetaan kuitenkin myös etuja verrattuna kitkaan perustuvaan kiipeämiseen. Ketjun avulla kiipeäminen on varmaa kaikenlaisissa olosuhteissa, kun taas kitkatoimisuus on osittain riippuvainen kiskon pinnan puhtaudesta ja siirtovaunun kuormituksesta. Kiskon kuluminen ei ole merkittävä ongelma ketjuun perustuvissa järjestelmissä toisin kuin kitkatoimisissa järjestelmissä. Lisäksi siirtovaunun rakenne voidaan mitoittaa ketjuun perustuvissa siirtovaunuissa kevyemmäksi kuin kitkatoimisilla siirtovaunuilla. Tämä johtuu siitä, että kitkaan perustuva kiipeäminen vaatii suuren normaalivoiman kiskon ja kulkupyörän välillä, jolloin siirtovaunun rakenteelta ja laakeroinnilta vaaditaan suurta kuormankantokykyä.

Siirtovaunujen toiminnallisuuteen vaikuttaa olennaisesti myös kulkupyörissä käytettävät ratkaisut. Ketjun avulla kiipeävissä siirtovaunuissa käytetään kulkupyörinä yksinkertaisia lieriöpyöriä, joiden lisäksi vetopyöränä käytetään ketjupyörää. Kitkaan perustuvissa siirtovaunuissa kilpailijat käyttävät jousitettua halkaistua pyörää, eli pyörä on keskeltä halki, jolloin pyörän puolikkaat joustavat sivuille kiskoradan vaihteluiden mukaan.

Tällaisen pyörä- ja jousitusratkaisun suurin etu on sen hyvin pieni tilantarve ja jousituksen komponenttien yksinkertaisuus. Roslift -siirtovaunuissa käytettävä kiinteään kulkupyörään ja erillisjousitukseen perustuva ratkaisu vaatii huomattavasti enemmän tilaa ja monimutkaisempia rakenteita verrattuna halkaistuun pyörään perustavaan ratkaisuun. Roslift -siirtovaunujen rakenne mahdollistaa kuitenkin hyvät jousto-ominaisuudet ja varman kitkavoiman kaikissa tilanteissa.

Kaikkien kilpailijoiden kiipeävissä siirtovaunuissa käytetään kiinteää runkoa kun taas edellä esitellyissä Roslift -siirtovaunujen runko on kaksiosainen nivelmekanismi. Siirtovaunun runkona kilpailijat käyttävät muun muassa valettua alumiinirunkoa ja alumiinista tai teräksistä levyleikerunkoa. Kilpailijoiden kitkaan perustuvat siirtovaunut kykenevät Roslift -siirtovaunun tapaan nousemaan pystysuoraan kiskoa pitkin, mutta vain 300–400 kg:n kuormituksella.

Ketjuun perustuvat siirtovaunut kykenevät nousemaan vain 60–70 asteen kulmassa 350–400 kg kuormilla. Kilpailijoilla on myös Minilift -siirtovaunun kaltaisia pienten 10–20 asteen kulmassa kiipeäviä siirtovaunuja, joiden toimintaperiaatteet ja rakenne ovat samankaltaisia kuin edellä esiteltyjen pystysuoraan kiipeävien siirtovaunujen.

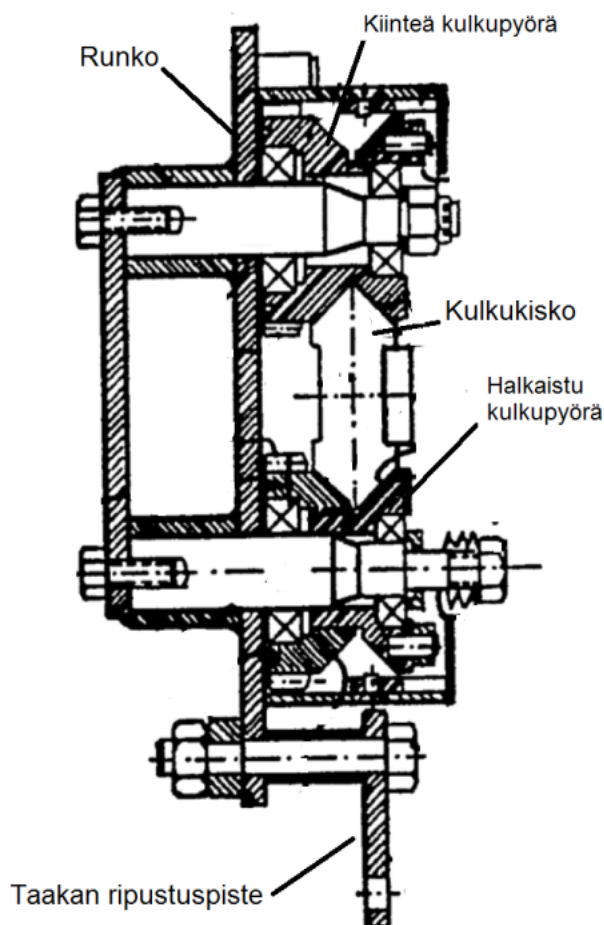
## **2.6 Kiipeäviä siirtovaunuja koskevat patentit**

Erilaisista kulkukiskoa pitkin kulkevista siirtovaunuista on olemassa lukuisia patenteja. Tässä tutkimuksessa perehdytään kuitenkin vain patentteihin, jotka liittyvät kiipeäviin siirtovaunuratkaisuihin. Yrityksen Roslift -siirtovaunuilla on kaksi patenttia, joiden on tosin myöhemmin annettu raueta. Ensimmäinen patentti (FI 96192 1995, s. 9) koskee siirtovaunun rakennetta. Rakenteesta on patentoitu edellä kuvattu nivelrunko ja siihen liittyvä jousitusratkaisu. Patentti sisältää jousituksen säätö- ja rajoitinmekanismin ratkaisut sekä jousituksen ja nivelrunгон välisen konstruktion toteutusperiaatteen.

Toinen Roslift -siirtovaunun patentti (FI 96193 1995, s. 7) liittyy kulkupyörien ja kiskon väliseen geometriaan. Geometriasta on patentoitu pyörien v-muotoinen ura, joka muodostaa pistemäisen kosketuksen kiskon ylä- ja alapintojen geometrian kanssa (ks. Kuva 9). Tämän keksinnön ansioista Roslift -siirtovaunun kulkupyörien vastusvoimat ovat pienemmät kuin kiskon muotoja mukailevalla niin sanotulla muotopyörällä. Lisäksi v-muotoisella geometrialla saadaan hyvät kitkaominaisuudet kulkupyörien ja kiskon välille vähäisellä kiskon kulumisella.

Eräs yrityksen merkittävä kilpailija on patentoinut edellä kuvattuun halkaistuun kulkupyörään perustuvan siirtovaunuratkaisun (ks. Kuva 12). Patentti sisältää keksinnön, jossa kiskon alapintaa vasten vierivä v-muotoinen kulkupyörä on halkaistu keskeltä. Pyörän puolikkaat on yhdistetty toisiinsa jäykällä jousella, joka vetää niitä kiskon pintaa vasten, jolloin v-muodon ansiosta ylä- ja alapyörät kiristyvät kiskon ympärille.

Pyörän puolikkaat joustavat sivusuunnassa normaalivoiman kasvaessa, mikä mahdollistaa siirtovaunun kulkemisen kaltevilla ja taivutetulla kiskolla. Molempia pyöriä käyttää oma erillinen sähkömoottori. (GB 2222393 1990, s. 13–15.)

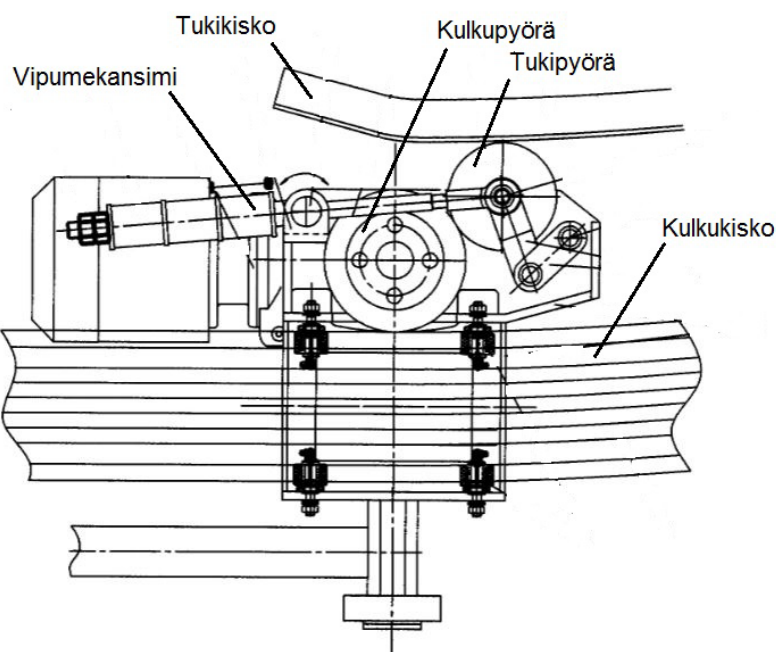


**Kuva 12. Halkaistuun pyörään perustuvan siirtovaunun akseliston ja rungon poikkileikkaus**  
(GB 2222393 1990, s. 1).

Samalla keksijällä on myös toinen vanhempi kiipeävää siirtovaunua koskeva patentti. Tämä keksintö on edellä mainittuun halkaistuun pyörään perustuvan siirtovaunun edeltäjä ja toimintaperiaatteeltaan samankaltainen. Suurimpana erona tässä vanhemmassa siirtovaunuratkaisussa verrattuna uudempaan keksintöön on se, että käyttövoima on toteutettu yhdellä moottorilla, joka käyttää molempia pyöriä samanaikaisesti hammasvälityksen avulla. (FI 74433 1983, s. 10–11.) Molemmat edellä kuvatut halkaistun pyöräratkaisun sisältävät patentit ovat kuitenkin rauenneet; uudempi vuonna 2007 ja vanhempi vuonna 2004. Tämän vuoksi muutkin yrityksen kilpailijat ovat hyödyntäneet halkaistuun pyörään perustuvaa siirtovaunuratkaisua omissa tuotteissaan.

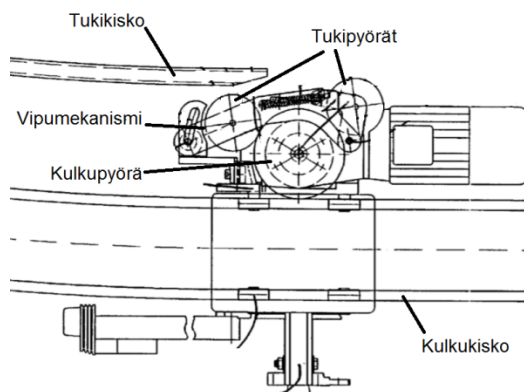


Edellä mainittujen keksintöjen lisäksi myös muunlaisia kiipeäviä siirtovaunuratkaisuja on patentoitu. Eräässä keksinnössä kiipeämiseen tarvittava kitkavoima saadaan aikaan erillisellä vipumekanismilla ja tukipyörällä, jotka painavat siirtovaunun kulkupyörää vasten kulkukiskoa ja antavat lisävoimaa kiipeämiseen (ks. Kuva 13). Tässä ratkaisussa kulkukiskon yläpuolella kulkee toinen niin sanottu apukisko, joka toimii vastinkappaleena vipumekanismin ja tukipyörälle. Vipumekanismi tukipyörineen on sijoitettu siirtovanun yläpuolelle apukiskon ja kulkukiskon väliin, jolloin tukipyörä painaa kulkupyörää ohjainkiskoa vasten apukiskoon tukeutuen. Tällä tavoin tukipyörä liikuttaa siirtovaunua yhdessä kulkupyörän kanssa. (CN 201647595 2010, s. 5.)



**Kuva 13. Tukikiskoon ja -pyörään perustuva kiipeävä siirtovaunu (CN 201647595 2010, s. 5).**

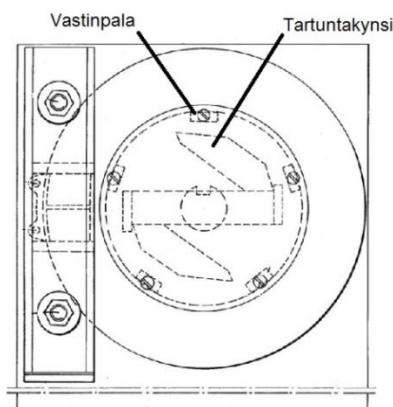
Kuvan 13 kaltaisesta kiipeävästi siirtovaunuratkaisusta on olemassa myös toisen keksijän patentti. Tässä ratkaisussa toimintaperiaate on täysin sama, mutta tukipyöriä on yhden sijaan kaksi (ks. Kuva 14). Nämä tukipyörät on yhdistetty toisiinsa jousella ja ne ovat kiinnitetty vipumekanismiin. Tällä tavoin kiipeämisestä on saatu varmempaa ja siirtovaunu lähtee paremmin kiipeämään molempiin suuntiin verrattuna yhden tukipyörän ratkaisuun. (US 6178891B1 2001, s. 5–6.)



**Kuva 14. Kahteen tukipyörään perustuva kiipeävä siirtovaunu (US 6178891B1 2001, s. 2).**

Edellä esitetyn Minilift -siirtovaunun kaltainen kolmipyöräinen kiipeävä siirtovaunuratkaisu on myös patentoitu (US 3935822 1976, s. 1). Lisäksi kolmipyöräisestä rakenteesta on olemassa toinenkin patentti, jossa kulkupyörät on sijoitettu I-palkin kaltaisen kulkukiskon ylä- ja alalaippojen väliin. Tässä keksinnössä kiipeämiseen tarvittava voima saadaan aikaan samalla periaatteella kuin edellä esitettyjen kuvien 13 ja 14 ratkaisuissa. (US 5235917 1993, s. 1–6.)

Kiipeäviin siirtovaunuihin liittyvistä turvalaitteista on myös olemassa patenteja. Kuvassa 15 on esitetty kiipeäviin siirtovaunuihin sekä nostokoneistoihin kehitetty ja patentoitu hätäpysäytinmekanismi. Mekanismin toiminta perustuu keskipakovoimaan eli kuvassa näkyvät tartuntakynnet aukeavat pyörimisnopeuden kasvaessa liian suureksi ja lopulta ne törmäävät vastinpaloihin pysäyttäen pyörimisliikkeen. (US 3934682 1976, s. 4–5.) Uudessa siirtovaunussa käytetään samalla periaatteella toimivaa hätäpysäytinmekanismia. Patentti on kuitenkin vanhentunut, joten se ei ole este tämän ratkaisuperiaatteen hyödyntämiselle.



**Kuva 15. Patentoitu keskipakovoimaan perustuva hätäpysäytinmekanismi (US 3934682 1976, s. 1).**

### 3 Käytettävät menetelmät

Seuraavaksi käsitellään uuden siirtovaunun kehityksessä käytettäviä menetelmiä. Suunnitteluprosessin kulku käydään pääpiirteissään läpi ja kerrotaan mitä eri suunnitteluvaiheissa on tarkoitus saavuttaa. Lisäksi perehdytään tutkimusta koskeviin standardeihin ja viranomaismääräyksiin sekä esitellään kehitettävää konstruktiota koskevia laskentaperiaatteita.

#### 3.1 Suunnitteluprosessin kulku

Karkeasti jaettuna suunnittelussa voidaan käyttää kahta erilaista menettelytapaa: intuitiivista tai diskursiivista menettelytapaa. Intuitiivinen suunnittelu perustuu voimakkaasti suunnittelijan kokemukseen ja taitoihin. Tässä menettelytavassa korostetaan luovuutta ja ideoimista parhaaseen ratkaisuun pääsemiseksi. Intuitiivisen suunnittelun suuri heikkous on kuitenkin se, ettei oikea idea tule aina oikeaan aikaan. Lisäksi ratkaisu rajoittuu yksilön omiin kokemuksiin ja ennakkoluuloihin, jolloin mahdolliset paremmat ratkaisuvaihtoehdot jäävät huomioimatta. (Pahl & Beitz 2007, s. 54.)

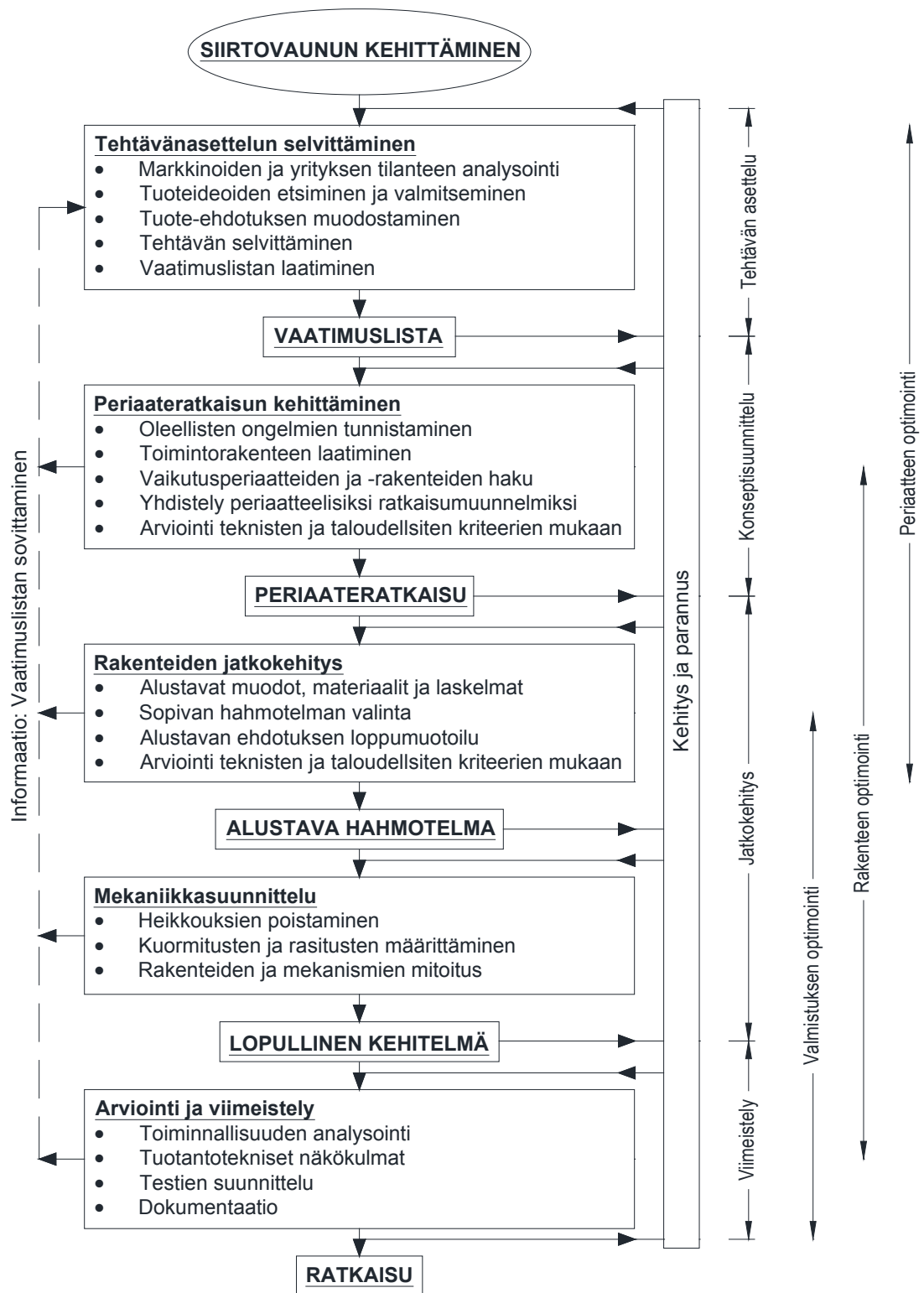
Puhtaasti intuition perustuvan suunnittelun sijaan tai paremminkin sen tukena voidaan käyttää diskursiivisia menetelmiä. Diskursiivisessa suunnittelussa ongelmaa käsitellään askel kerrallaan. Ongelma jaetaan lisäksi pienempiin osiin, koska osatoiminnoille on helpompi löytää toimivia ratkaisuja kuin monimutkaiselle kokonaistoiminnoille. Lopulliseen kokonaisratkaisuun päästään diskursiivisessa menettelyssä yhdistelemällä näitä osatoimintojen ratkaisuvaihtoehtoja parhaaksi mahdolliseksi kokonaisratkaisuksi. (Pahl & Beitz 2007, s. 54.)

Systemaattisessa suunnittelussa käytetään hyväksi sekä diskursiivista että intuitiivista lähestymistapaa. Systemaattinen menettely pohjautuu vahvasti vaatimuslistan varaan. Vaatimuslistan avulla suunnittelutyö voidaan jakaa suunnitteluryhmien tai alihankkijoiden kesken ja se toimii eräänlaisena ohjenuorana läpi koko suunnitteluprosessin. Vaatimuslistan liian tarkkaa seuraamista pidetään myös systemaattisen menettelytavan heikkoutena, koska se voi rajoittaa luovuutta ja ideoiden monipuolista etsimistä. Liian yksityiskohtainen vaatimuslista voi myös rajoittaa ratkaisuvaihtoehtojen määrää ja tätä kautta heikentää lopputulosta. (Tuomaala 1994, s. 82.)

Parhaiden ratkaisujen löytämisen takaamiseksi on viisasta muodostaa tehokas menettelytapa suunnitteluprosessille. Toimivan menettelytavan luomiseen tarvitaan tietämystä ja systemaattisen työskentelyn hallintaa. (Pahl & Beitz 2007, s. 9.) Systemaattisen menettelyn käyttäminen ei välttämättä tarkoita intuition täydellistä unohtamista, vaan päinvastoin, sen tulisi rohkaista luovuuteen ja objektiiviseen tulosten arviointiin. Lisäksi osatoimintojen yhdistely systemaattisessa menettelyssä vaati aina jonkin verran intuitiota. (Pahl & Beitz 2007, s. 53.)

Siirtovaunun kehittämisessä sovelletaan Pahlin ja Beitzin (2007, s. 128–134) esittämää systemaattista suunnitteluprosessin mallia, jossa suunnittelutehtävä jaetaan päävaiheisiin. Nämä päävaiheet ovat tehtävänasettelun selvittäminen, konseptisuunnittelu, jatkokehitys ja viimeistely. Kuvassa 16 on esitetty suunnitteluprosessin kulkukaavio, jossa päävaiheet on jaettu tarkempiin työ- ja päätösaskeleisiin.

Työaskeleiden tavoitteena on saavuttaa tyydyttävä ja onnistunut päätösaskel, joka jälkeen voidaan edetä seuraavaan päävaiheeseen. Jos työaskeleiden lopputuloksena ei saavuteta hyväksyttävää päätösaskelta, niin työkierrossa on palattava kuvan 16 nuolien mukaisesti takaisin kyseisen vaiheen alkuun. Päävaiheiden iterointikierrokset on pyrittävä pitämään mahdollisimman lyhyinä. Tämä tarkoittaa sitä, että on vältettävä tilannetta, jossa kulkukaavion loppupuolelta joudutaan palaamaan takaisin alkupään työvaiheisiin. Ongelma voidaan välttää tekemällä työaskeleet huolellisesti ja arvioimalla tarkkaan päätösaskeleen tulosta. (Pahl & Beitz 2007, s. 128–134.)



Kuva 16. Suunnitteluprosessin työaskeleet (Pahl & Beitz 2007, s. 130).

### **3.2 Systemaattisen konseptisuunnittelun askeleet**

Seuraavissa alaluvuissa käydään vielä tarkemmin läpi edellä esitetyn systemaattisen prosessin konseptisuunnittelun työaskeleet. Tavoitteena on määritellä toimintamalli, joka helpottaa uuden siirtovaunun periaateratkaisun kehittämistä.

#### **3.2.1 Vaatimuslistan luominen ja tutkimusongelman tunnistaminen**

Systemaattinen suunnittelu aloitetaan tehtävän asettelulla. Tehtävän asettelun tavoitteena on luoda vaatimuslista, johon sisältyvät tuotteen tilaajan tai yrityksen sisäiset vaatimukset ja toiveet, jotka kohdistuvat suunniteltavaan tuotteeseen. Vaatimuslista toimii perustana myöhemmin tehtävälle päätöksenteolle ja arvioinnille. (Tuomaala 1995, s. 80; Pahl & Beitz 1990, s. 63–64.)

Vaatimuslistan laadinnassa vaatimukset luokitellaan yleensä kolmeen ryhmään. Tärkeimmät eli kiinteät vaatimukset (KV) luovat perustan koko tuotteen suunnittelulle ja niiden on täytyttävä kaikissa tilanteissa. Vähimmäisvaatimukset (VV) on täytettävä vain tiettyyn vähimmäisarvoon asti, mutta arvon ylittyminen myönteiseen suuntaan ei kuitenkaan haittaa. Kolmantena vaatimustyyppinä ovat toiveet (T), jotka pyritään täyttämään mahdollisuuksien mukaan. Vaatimuslistat ovat usein yrityskohtaisia, eikä mitään yleispätevää ja kiinteää mallia ole voitu luoda. (Pahl & Beitz 1990, s. 64.)

Vaatimuslistan sisältö määräytyy aina tapauskohtaisesti. Sen sisältö voi tulla suoraan asiakkaalta esimerkiksi tilauksen muodossa tai vaatimukset tietylle tuotteelle voidaan selvittää muun muassa kyselytutkimuksen avulla. Listaa laatiessa on tärkeää ilmoittaa myös vaatimuksen tai toivomuksen lähde. Tällöin voidaan helposti pyytää lisätietoja tai selvitystä päätöksen takana olleelta henkilöltä, jos jonkin vaatimuksen tai toiveen toteuttaminen on ongelmallista tai sitä on muunneltava. (Pahl & Beitz 1990, s. 65.) Vaatimuslistojen laatimisessa voidaan käyttää hyväksi myös vanhoja vaatimuslistoja ja täydentää niitä muun muassa asiakaspalautteen sekä reklamaatioiden perusteella.

Suunnitteluprosessin ongelman ydin voidaan erottaa niin sanotulla abstrahoinnilla. Abstrahoinnin seurauksena saadaan päämäärän määritelmä siten, että mitään ratkaisua ei suljeta ulos. Abstrahoinnin apuna voidaan käyttää vaatimuslistaa.

Vaatimuslistan abstrahointi voidaan jakaa seuraaviin askeliin:

1. poistetaan toivomukset
2. poistetaan toissijaiset vaatimukset
3. muutetaan määrälliset vaatimukset laadullisiksi
4. yleistetään edellistä askelta
5. muotoillaan siten, että se on ratkaisun kannalta neutraali. (Pahl & Beitz 2007, s. 161–165.)

### **3.2.2 Toimintorakenteen laatiminen**

Vaatimuslistan ja abstrahoinnin jälkeen voidaan siirtyä toimintorakenteen laatimiseen. Toimintorakenteen tarkoituksena on selkeyttää suunnittelutehtävää. Kokonaistoiminto voidaan johtaa abstrahoinnin tuloksesta, mutta pelkkä kokonaistoiminto ei kuitenkaan kuvaa laitteen toimintaa yksityiskohtaisesti. Suunnittelutehtävän selkiyttämiseksi kokonaistoiminto kannattaa jakaa pienempiin osatoimintoihin. Tällöin toimintorakenteen ylimmällä tasolla on kokonaistoiminto, seuraavalla tasolla päätoiminnot ja sitä alempana sivutoiminnot. Toimintorakenteessa esitetään halutut toiminnot, mutta ei sitä kuinka niihin päästään. (Ulrich & Eppinger 2007, s. 101–103.)

Toimintorakenteen luominen aloitetaan määrittelemällä karkeasti kokonaistoiminnon päätoiminnot ja sivutoiminnot. Tämän jälkeen määritellään ensin tarkemmin sivutoiminnot päätoiminnot, joka on määräävämpi suunnittelun kannalta. Sitten määritellään sivutoiminnot muille päätoiminnoille ja järjestellään eri toiminnot suunnittelun kannalta mielekkääseen järjestykseen. Lopullinen toimintorakenne pyritään pitämään mahdollisimman yksinkertaisena ja johdonmukaisena. Toimintorakenteen luominen on iteratiivinen prosessi, eikä tyydyttävää lopputulosta välttämättä saavuteta ensimmäisellä yrittämällä. (Roozenburg & Eekels 1995, s. 197–198.)

### **3.2.3 Vaikutusperiaatteiden haku ja ratkaisuvaihtoehtojen etsiminen**

Toimintorakenteen määrittämisen jälkeen voidaan aloittaa vaikutusperiaatteiden haku osatoiminnoille. Vaikutusperiaate sisältää osatoiminnon toteuttamista varten tarvittavat geometriset ja aineelliset ominaisuudet sekä tarvittavan fysikaalisen ilmiön. Usein itse fysikaalista ilmiötä ei tarvitse hakea, koska ongelma on oikean fysikaalisen ilmiön sisältävän rakenteen hahmottelussa.

Siksi osatoiminnoille etsitään vaikutusperiaatteita, jotka sisältävät tarvittavat fysikaaliset ilmiöt yhdessä sopivan geometrian ja materiaaliominaisuuksien kanssa. Myöhemmin nämä vaikutusperiaatteet yhdistetään vaikutusrakenteeksi. Kun tätä konkretisoidaan, hahmottuu kokonaisratkaisuperiaate. (Pahl & Beitz 2007, s. 181.)

Osatoimintojen ratkaisuvaihtoehtojen etsimisen jälkeen määritellään kokonaisratkaisuvaihtoehdot yhdistelemällä osatoimintojen ratkaisuvaihtoehtoja. Tähän käytetään apuna niin sanottua morfologista matriisia. Morfologinen matriisi sisältää kaikki tuotteen osatoiminnot ja niille etsityt ratkaisuvaihtoehdot. Sen tavoitteena on löytää teoreettisesti mahdollisia ratkaisuvaihtoehtoja. Kaikkien ratkaisuvaihtoehtojen tulee olla riippumattomia eli yhden valinta ei sulje pois jonkin muun osatoiminnon mahdollista ratkaisua. (Roozenburg & Eekels 1995, s. 199–202.)

Morfologisen matriisin käyttöön liittyy myös ongelmia. Riippumattomien ratkaisuvaihtoehtojen löytäminen on usein haastavaa ja niitä yhdistelemällä voidaan saavuttaa myös ratkaisuvaihtoehtoja, jotka ovat todellisuudessa mahdottomia toteuttaa. Tämä täytyy vain tavalla tai toisella huomata esimerkiksi miettimällä ratkaisun toteuttamista käytännössä. Toinen ongelma on löytää kokonaisratkaisun kannalta oleelliset ratkaisuvaihtoehdot osatoiminnoille, sillä morfologinen matriisi itsessään ei auta osatoimintojen ratkaisujen etsinnässä. Siksi ratkaisuvaihtoehtojen löytämiseen tarvitaan muita menetelmiä, ammattitaitoa ja kokemusta. Kolmas ongelma on mahdollisten kokonaisratkaisumuunnelmien suuri määrä, mutta tämä ongelma esiintyy myös muissa yhdistelyyn perustuvissa menetelmissä. (Roozenburg & Eekels 1995, s. 202–204.)

### **3.2.4 Kokonaisratkaisuvaihtoehdon valinta pistearvioinnilla**

Pistearviointimenetelmän tarkoituksena on toimia objektiivisena työkaluna parhaan ratkaisumuunnelman valinnassa varsinaista suunnittelua varten. Pistearvioinnin tulee ilmoittaa ratkaisun ”arvo”, ”hyöty” tai ”vahvuus” ennalta määrättyihin tavoitteisiin nähden. Tavoitteen asettaminen on todella tärkeää, sillä ratkaisun arvo ei voi olla absoluuttinen, sillä sitä verrataan tiettyihin vaatimuksiin. Pistearviointi johtaa ratkaisumuunnelmien keskinäiseen vertailuun tai siihen kuinka suurelta osin ideaaliratkaisu on saavutettu. (Pahl & Beitz 1990, s. 140.)



Pistearviointimenetelmä etenee tietyin askelin ja tietyssä järjestyksessä:

1. arviointikriteerien muodostaminen
2. arviointikriteerien painotuskertoimien määrittäminen
3. ominaissuureiden määrittäminen
4. vaihtoehtojen arviointi arvokäsitysten mukaan
5. ratkaisujen kokonaispistearvon määrittäminen
6. ratkaisumuunnelmien vertailu
7. arvostelun epätarkkuuden arviointi
8. heikkojen kohtien arviointi.

Ensimmäinen askel pistearvioinnissa on asetettujen ja kuviteltujen tavoitteiden selvitys. Teknisissä tehtävissä tavoitteet selviävät usein vaatimuslistasta ja yleisistä ehdoista. Tavoitteiden tulee sisältää mahdollisimman täydellisesti päätöksentekoon vaikuttavat vaatimukset ja yleiset ehdot. Arviointikriteerien määrittämisessä on tärkeää, jotta niiden painoarvo tunnetaan ratkaisun kokonaisarvoa määritettäessä. Tällöin merkityksettömät arviointikriteerit voidaan jättää pois jo ennen varsinaista arviointia. Arviointikriteereille annetaan painokertoimet, jotka otetaan arvioinnissa myöhemmin huomioon. (Pahl & Beitz 1990, s. 140–143.)

Seuraavassa työaskeleessa järjestetään arvioitavien ratkaisumuunnelmien tunnetut tai analyysillä selvitetty ominaissuureet vastaamaan arviointikriteereitä. Ominaisuuksuureet voivat olla numeerisia lukuja tai mahdollisimman konkreettisia sanallisia määrittelyjä. Neljännessä askeleessa tehdään varsinainen arviointi. Arvot saadaan aikaisemmin määritetyistä ominaissuureista vertaamalla niitä arvioijan arvokäsityksiin. Arvokäsitykset ilmaistaan pistein, joko asteikolla 0-10 tai 0-4.

Tämän perusteella jokaiselle muunnelmalle lasketaan osa-arvot ja näiden summana kokonaisarvot. Ratkaisumuunnelmien vertailussa muunnelmia voidaan arvioida vertaamalla niiden pisteitä esimerkiksi maksimaaliseen kokonaisarvoon. Pistearvioinnin lopuksi voidaan arvioida arvostelun epätarkkuutta ja tutkia ratkaisun heikkoja kohtia. Heikot kohdat tunnistetaan yksittäisten arviointikriteerien antamista keskiarvoa alemmista arvoista. (Pahl & Beitz 1990, s. 143–153.)

### 3.3 SFS-EN 1808 laskentaperiaatteet

Standardin SFS-EN 1808 (2010, s. 42) mukaan siirtovaunun kaikille rakenneosille on suoritettava lujuuslaskelmat ja laskelmilla on osoitettava, että kaikilla osilla on riittävä turvamarginaali. Laskelmissa on otettava huomioon kolme eri vikaantumistapaa: myötölujuuden ylitys, kriittisen nurjahduskuorman ylitys ja väsymislujuuden ylitys.

Turvamarginaali eli toisin sanoen jännityksille käytettävä turvakerroin  $v_E$  riippuu kuormitustapauksesta. Kuormitustapaus 1 on normaali käyttötilanne, jossa riipputelinejärjestelmän telinesillalla on nimelliskuorma ja mahdollinen tuulikuorma. Kuormitustapaus 2 tarkoittaa tilapäisolosuhteita esimerkiksi staattisia ja dynaamisia koekuormituksia, jolloin ylikuorman valvontalaitteet laukeavat. Kuormitustapaus 3 tarkoittaa äärimmäisiä olosuhteita tai onnettomuustilanteita, joissa turvajärjestelmät toimivat. (SFS-EN 1808 2010, s. 42.)

Turvakertoimen  $v_E$  avulla voidaan määrittää materiaalin sallittu jännitys  $\sigma_{aE}$ . Tämä tehdään jakamalla materiaalin myötölujuus  $\sigma_E$  turvakertoimella  $v_E$ . Taulukoon 1 on kerätty turvakertoimien  $v_E$  ja sallittujen jännitysten  $\sigma_{aE}$  arvot teräksille ja alumiineille. Arvot ovat voimassa teräslaaduille, joilla myötölujuuden  $\sigma_E$  suhde murtolujuuteen  $\sigma_R$  on pienempi kuin 0,7. (SFS-EN 1808 2010, s. 42.) Yleisimmillä hiiliteräksillä ja ruostumatomilla teräksillä myötölujuuden  $\sigma_E$  suhde murtolujuuteen  $\sigma_R$  on pienempi kuin 0,7, mutta korkealujuusteräksille taulukon 1 arvot eivät anna riittävää varmuutta (FEM 1.003 booklet 3 1998, s. 11–12). Alumiinien arvot on saatu vielä julkistamattomasta uudesta riipputelinejärjestelmästandardista (FprEN 1808 2013, s. 29).

**Taulukko 1.** Turvakertoimen  $v_E$  ja sallitun jännityksen  $\sigma_{aE}$  arvot eri kuormitustapauksissa teräksille ja alumiineille (SFS-EN 1808 2010, s. 42; FprEN 1808 2013, s. 29).

	KT1 <sup>(*)</sup>	KT2	KT3
<b>Teräs, kerroin <math>v_E</math></b>	1,5	1,33	1
<b>Alumiini, kerroin <math>v_E</math></b>	1,65	1,46	1,15
<b>Teräs, sallittu jännitys <math>\sigma_{aE}</math></b>	$\sigma_E / 1,5$	$\sigma_E / 1,33$	$\sigma_E / 1$
<b>Alumiini, sallittu jännitys <math>\sigma_{aE}</math></b>	$\sigma_E / 1,65$	$\sigma_E / 1,46$	$\sigma_E / 1,15$
<sup>(*)</sup> KT = kuormitustapaus			

Siirtovaunu luokitellaan mekanismiksi ja mekanismien lujuustarkastelun vaatimukset eroavat edellä esitetyistä rakenneosien lujuusvaatimuksista. Mekanismien lujuustarkasteluissa on varmistettava riittävä varmuus myös murtumisessa, nurjahtamisessa, väsymisessä ja kulumisessa. Mekanismien lujuus tarkastetaan murtumistarkastelulla, jossa laskettua kriittistä jännitystä verrataan materiaalin murtolujuuteen.

Murtumistarkastelussa käytetään sallitun jännityksen  $\sigma_{aR}$  määrittämiseksi varmuuskerrointa  $v_R$ , joka riippuu myös kuormitustapauksesta. Sallittu jännitys  $\sigma_{aR}$  saadaan jakamalla materiaalin murtolujuus turvakertoimella  $v_R$ . Varmuuskertoimen  $v_R$  ja sallitun jännityksen  $\sigma_{aR}$  arvot eri kuormitustapauksissa on koottu taulukkoon 2. Väsymistarkastelussa väsyttävien syklien lukumääränä käytetään arvoa  $N = 60\,000$  ja kokonaiskäyttöaikana  $T = 4000$  h. (SFS-EN 1808 2010, s. 42–44.)

**Taulukko 2. Turvakertoimen  $v_R$  ja sallitun jännityksen  $\sigma_{aR}$  arvot eri kuormitustapauksissa teräksille ja alumiineille (SFS-EN 1808 2010, s. 44; FprEN 1808 2013, s.29).**

	KT1 <sup>(*)</sup>	KT2	KT3
<b>Teräs, kerroin <math>v_R</math></b>	4	2,2	1,5
<b>Alumiini, kerroin <math>v_R</math></b>	2,2	2	1,5
<b>Teräs, sallittu jännitys <math>\sigma_{aE}</math></b>	$\sigma_R / 4$	$\sigma_R / 2,2$	$\sigma_R / 1,5$
<b>Alumiini, sallittu jännitys <math>\sigma_{aE}</math></b>	$\sigma_R / 2,2$	$\sigma_R / 2$	$\sigma_R / 1,5$
<sup>(*)</sup> $KT = \text{kuormitustapaus}$			

Eri kuormitustilanteiden kuormakertoimet ovat puolestaan riippuvaisia riipputelinejärjestelmän rakenteesta. Kehitettävä siirtovaunu suunnitellaan toimimaan yhdessä riipputelineeseen kiinnitettyjen nostokoneistojen kanssa. Tällöin siirtovaunun suurin sallittu kuormitus  $SSK$  kerrotaan kuormitustapauksesta riippuvalla turvakertoimella. Lisäksi laskelmissa on huomioitava vaakasuora voima  $F_h$ , joka ottaa huomioon tuulivoiman, telinesillan heilumisliikkeen ja kannatusköysien pystysuoruuspoikkeamat. Jos kuitenkin ei pystytä osoittamaan, että vaakasuoran voiman  $F_h$  todellinen arvo on pienempi tai yhtä suuri kuin taulukon 3 arvo, niin sille on käytettävä todellista arvoa. (SFS-EN 1808 2010, s. 42–44.) Siirtovaunun kuormituskertoimet eri kuormitustapauksissa on koottu taulukkoon 3.

**Taulukko 3. Kuormakertoimet eri kuormitustapauksille siirtovaunulle, joka toimii yhdessä teline-siltään kiinnitettyjen nostolaitteiden kanssa (SFS-EN 1808 2010, s. 56).**

KT	Suurin sallittu kuormitus SSK	Siirtovaunun omapaino SWR	Vaakasuora voima $F_h$
<b>1</b>	1,25 x SSK	1,25 x SWR (liikkuva)	0,1 x SSK
<b>2</b>	1,5 x SSK	1 x SWR	0
<b>3</b>	2,5 x SSK	1 x SWR	0
<sup>(*)</sup> KT = kuormitustapaus			

### 3.4 Lujuuslaskennan peruskäsitteet

Ympyrän muotoisen poikkileikkauksen taivutusvastus  $W_t$  ja vääntövastus  $W_v$  voidaan laskea kaavoilla:

$$W_t = \frac{\pi}{32} D^3 \quad \text{ja} \quad (1)$$

$$W_v = \frac{\pi}{16} D^3, \quad (2)$$

joissa  $D$  on ympyrän halkaisija (Valtanen 2009, s. 385). Näiden avulla voidaan laskea nimellinen taivutusjännitys  $\sigma_t$  ja vääntöjännitys  $\tau_v$  kaavoilla:

$$\sigma_t = \frac{M_t}{W_t} \quad \text{ja} \quad \tau_v = \frac{T_v}{W_v}, \quad (3) \text{ ja } (4)$$

joissa  $M_t$  on nimellinen taivutusmomentti ja  $T_v$  on nimellinen vääntömomentti (Valtanen 2009, s. 443 ja 451).

Materiaalin taivutusmyötöraja  $\sigma_{tE}$  puolestaan saadaan laskettua kaavalla:

$$\sigma_{tE} = \delta_{0,2b} \cdot \sigma_E, \quad (5)$$

jossa  $\delta_{0,2b}$  on staattinen myötörajasuhte ilman lovivaikutusta ja  $\sigma_e$  on materiaalin vetomyötöraja. Staattinen myötörajasuhte  $\delta_{0,2b}$  riippuu kuormituslajista, poikkipinnan geometriasta ja materiaalista. Myötörajasuhte taivutuksessa  $\delta_{0,2b,y}$  ympyrä poikkipinnalle ja  $\delta_{0,2b,s}$  suorakaide poikkipinnalle saadaan kaavoista:

$$\delta_{0,2b,y} = 1 + 0,53 \left( \frac{300 \text{ MPa}}{\sigma_E} \right)^{0,25} \quad \text{ja} \quad (6)$$

$$\delta_{0,2b,s} = 1 + 0,37 \left( \frac{300 \text{ MPa}}{\sigma_E} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

joissa  $\sigma_E$  on materiaalin vetomyötöraja. (Airila et al.1997, s. 18–19.)

### 3.5 Akseleiden laskentaperiaatteet

Akseleiden halkaisijoiden valintaan vaikuttavat useat tekijät. Akseliin liittyvät osat voivat määritellä sovitehalkaisijan, jolloin tarkat lujuustarkeastelut eivät välttämättä ole tarpeen, jos eri kuormitusten aiheuttamat nimellisen jännityksen heilahdukset ovat enintään 18 MPa. Monissa tapauksissa akselin halkisija kuitenkin määritellään tarvittavan lujuuden tai jäykkyyden perusteella.

Tällöin akselin jännitysten pikalaskentaan voidaan käyttää Söderbergin laskentamenetelmää. Kun akselissa on vakiovääntö ja vaihtuva taivutus, niin Söderbergin laskentamenetelmän perusteella akselin alustava halkaisija  $D_0$  voidaan ratkaista puolianalyttisesti kaavasta:

$$D_0 = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_{fi} M_t}{\sigma_{tw}}\right)^2 + \frac{T_v^2}{\sigma_E^2}}}, \quad (8)$$

jossa  $n$  on alustava varmuusluku,  $M_t$  on nimellinen taivutusmomentti,  $T_v$  on nimellinen vääntömomentti,  $\sigma_{tw}$  on materiaalin taivutusvaihtolujuus,  $\sigma_E$  on materiaalin vetomyötöraja ja  $K_{fi}$  on loven vaikutusluku taivutuksen suhteen kriittisessä leikkauksessa. (Airila et al.1997, s. 326–327.)

Loven vaikutusluku  $K_{fi}$  taivutukselle tai  $K_{fv}$  väännölle voidaan ratkaista kaavasta:

$$K_{fi} = 1 + q (K_i - 1), \quad (9)$$

jossa  $K_i$  on loven muotoluku taivutukselle tai väännölle ja  $q$  on materiaaliin loviherkkyys. Materiaalin taivutusvaihtolujuus  $\sigma_{tw}$  puolestaan saadaan kaavalla:

$$\sigma_{tw} = k_1 k_2 \sigma_{tw0}, \quad (10)$$

jossa  $k_1$  on pinnanlaadun kerroin,  $k_2$  on kokokerroin ja  $\sigma_{tw0}$  on materiaalin väsymislujuus.

Edellä esitetyllä Söderbergin menetelmällä voidaan alustavasti valita akselin mahdollinen halkaisija. Tämän jälkeen akselin lujuus on vielä tarkistettava tarkemmalla lujuusanalyysillä. Siirtovaunun tapauksessa käyttöikä on rajallinen eli väsyttäviä syklejä on melko vähän. Tällöin akselin tarkennettuun laskentaan voidaan käyttää kestoparametritusta. (Airila et al. 1997, s. 328.)

Kestorajamitoitus aloitetaan määrittämällä akselissa vaikuttavat suurimmat taivutus- ja vääntömomentit. Tämän jälkeen lasketaan vaarallisten kohtien, kuten kiilaurien, nimelliset jännitykset. Tämän perusteella voidaan arvioida voidaanko kuormitustilanne pelkistää puhtaaksi väännöksi tai taivutukseksi. Sitten määritetään vaarallisten kohtien huippujännitykset edellä esitettyjen loven vaikutuslukujen avulla. Huippujännitysten perusteella voidaan laskea keskijännitykset ja jännitysamplitudit.

Akselissa vaikuttavat taivutuksen ja väännön huippujännitykset saadaan loven vaikutuslukujen  $K_{ft}$  ja  $K_{fv}$  avulla seuraavasti:

$$\sigma_{t,m} = K_{ft} \cdot \sigma_t \text{ ja } \tau_{v,m} = K_{fv} \cdot \tau_v, \quad (11) \text{ ja } (12)$$

joissa  $\sigma_t$  on nimellinen taivutusjännitys ja  $\tau_v$  on nimellinen vääntöjännitys. Jos akselissa vaikuttava vääntömomentti oletetaan pitkällä aikavälillä tykyttäväksi, niin taivutuksen ja väännön keskijännityksiksi saadaan:

$$\sigma_{t,k} = 0 \text{ ja } \tau_{v,k} = \frac{\tau_{v,m}}{2}, \quad (13) \text{ ja } (14)$$

jossa  $\tau_{v,m}$  on väännön huippujännitys.

Tällöin taivutuksen ja väännön jännitysamplitudeiksi puolestaan saadaan:

$$\sigma_{t,a} = \sigma_{t,m} \text{ ja } \tau_{v,a} = \frac{\tau_{v,m}}{2}, \quad (15) \text{ ja } (16)$$

jossa  $\sigma_{t,m}$  on taivutuksen huippujännitys.

Tämän jälkeen keskijännitykselle ja jännitysamplitudeille voidaan laskea VVEH:n eli vakiovääristymisenergiyahypoteesin mukaiset vertailujännitykset seuraavasti:

$$\sigma_{m,vert} = \sqrt{3} \cdot \tau_m \text{ ja } \sigma_{a,vert} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2}. \quad (17) \text{ ja } (18)$$

Kun vertailujännitykset on saatu selville, niin akselimateriaalille etsitään väsymyslujuusarvo, joka sopii tutkittavaan tilanteeseen.

Lopuksi akselille voidaan määrittää dynaamisen lujuuden varmuus seuraavasti:

$$n_d = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot \sigma_{tN}}{\sigma_{a.vert}}, \quad (19)$$

jossa  $\sigma_{tN}$  on tilanteeseen sopiva akselimateriaalin väsymislujuusarvo. Jos akselilta vaaditaan ääretöntä kestoikää, niin  $\sigma_{tN} = \sigma_{tw}$ . Yhtälö (19) on voimassa kun  $\sigma_{t.m} \gg \tau_{v.m}$  eli kun taivutusrasitus on selkeästi määräävä. Hyväksyttävä varmuusluku on suuruusluokkaa 1,5...2. (Airila et al. 1997, s.328–329.)

### 3.6 Laakereiden laskentaperiaatteet

Laakereiden valinta voidaan suorittaa dynaamisen tai staattisen mitoitusperiaatteen mukaisesti. Dynaamisessa mallissa huomioidaan esimerkiksi laakerin kierrosnopeus, vaihtelevat kuormitukset ja voiteluaineen ominaisuudet. Dynaamisen mallin tavoitteena on ennustaa laakeroinnin elinikä ja se soveltuu miljoonia kertoja pyörivien laakereiden mitoittamiseen. Staattista mallia puolestaan voidaan soveltaa tilanteisiin, joissa laakeri pyörii hitaasti ja epäsäännöllisesti.

Staattinen malli sopii siirtovaunun tilanteeseen, sillä laakerit pyörivät hitaasti ja vähäisen määrän kierroksia elinikänsä aikana. Staattisessa kantavuustarkastelussa määritetään ensin laakereihin vaikuttavat säteis- ja aksiaaliskuormitukset. Näiden perusteella määritetään laakerin ekvivalenttikuormitus  $F_{ekv}$ . Laakerin varmuus määritellään vertaamalla ekvivalenttikuormitusta laakerin staattiseen kantokykyyn  $C_{r0}$ . Siirtovaunun tapauksessa laskennallisena kantokykyynä voidaan käyttää arvoa  $C_r = 2 \cdot C_{r0}$ , koska siirtovaunun laakeroinnilta ei vaadita hiljaista käyntiä ja kuormitus on tasaista. (Airila et al. 1997, s. 456; Schaeffler.)

## 4 Uudelta siirtovaunulta vaadittavat ominaisuudet

Siirtovaunun varsinainen kehitystyö aloitetaan tehtävänasettelulla. Tehtävänasettelun tavoitteena on selvittää mihin tarkoitukseen uusi siirtovaunu kehitetään, mitä ominaisuuksia sillä pitää olla ja mitä ominaisuuksia sillä ei saa olla. Tämän vaiheen tuloksena saadaan vaatimuslista, jonka perusteella voidaan selvittää tutkimusongelma ja edetä seuraavaan kehitysvaiheeseen eli konseptisuunnitteluun.

### 4.1 Nykyisissä kiipeävissä siirtovaunuissa havaitut puutteet

Uuden kiipeävän siirtovaunun suunnittelun tukena käytetään kokemuseräistä tietoa nykyisissä kiipeävissä siirtovaunuissa havaituista puutteista. Myöhemmissä suunnitteluvaiheissa näitä tietoja käytetään hyväksi muun muassa uuden siirtovaunun vaatimuslistan muodostamisessa ja ratkaisuvaihtoehtojen etsinnässä. Tällä tavoin nykyisten siirtovaunujen puutteet voidaan huomioida ja ennaltaehkäistä jo uuden siirtovaunun suunnittelun alkuvaiheissa.

Luvussa 2 esiteltiin nykyiset siirtovaunut ja niiden ominaisuudet. Vaakasuoralla kiskolla kulkevia siirtovaunuja ei käsitellä tässä työssä enempää, koska niiden käyttötarkoitus ja toimintaperiaate eroavat suuresti kiipeävistä siirtovaunuista. Minilift ja Roslift -siirtovaunujen käyttökokemuksien analysointi antaa sen sijaan hyödyllistä tietoa kiipeävien siirtovaunujen toiminnasta, sillä perustoimintaperiaate on sama kuin uudessa siirtovaunussa.

Minilift-siirtovaunun laajempaa käyttöä rajoittaa sen kiipeämiskapasiteetin riittämättömyys useisiin kohteisiin. Lisäksi tämän siirtovaunun valmistuskustannukset ovat korkeat suhteessa sen kiipeämiskapasiteettiin. Minilift -siirtovaunun perusrakenne ja toimintaperiaate ovat toimivia, mutta yksityiskohdissa on havaittu muutamia puutteita. Ongelmia on havaittu muun muassa päätyrajakatkaisimissa ja hätäpysäytinmekanismin turvallisuudessa.

Päätyrajakatkaisimien ongelmat johtuvat niiden sijoittelusta rungon ulkopuolelle. Tämä on aiheuttanut rajakatkaisimien rikkoutumisia ja toimintahäiriöitä. Ongelmia aiheutuu jo kuljetus- ja asennusvaiheissa, sillä rajakatkaisimet ovat kokoonpanon uloimpia osia, jolloin ne rikkoutuvat herkästi siirtovaunua käsiteltäessä.



Rajakatkaisimet ovat rikkoutuneet myös käytössä kiskoon törmäämisen seurauksena. Tämäkin ongelma johtuu rajakatkaisimien sijoittelusta, koska ne ovat kaukana siirtovaunun pyörähdyskeskipisteestä ja tällöin niiden liikerata on suuri siirtovaunun ja kiskon välisen kulman muuttuessa. Tämä aiheuttaa ongelmia etenkin kaltevaa kiskoa pitkin kuljettaessa tai kuljettaessa pystysuuntaiseen taivutukseen, koska tällöin rajakatkaisimet voivat törmätä kiskoon ja rikkoutua.

Toinen Minilift-siirtovaunussa havaittu ongelma on hätäpysäytinmekanismin turvallisuus. Ongelmat johtuvat hätäpysäytinmekanismin sijoittelusta ja rakenteesta. Kuten luvun 2.3 kuvista nähdään, hätäpysäytinmekanismi on sijoitettu yläpyörän akselille. Hätäpysäyttimen tartuntakynnet on kiinnitetty erilliseen osaan akselille, eikä suoraan kulkupyörään kuten Roslift-siirtovaunuissa. Tämä menettely heikentää hätäpysäytinmekanismin turvallisuutta, koska mekanismista ei ole hyötyä akselin tai akselikiilan rikkoutuessa. Riskianalyysin perusteella on kuitenkin todettu, että akselin tai akselikiilan rikkoutuminen on erittäin epätodennäköistä.

Tämän tutkimuksen yhteydessä myös havaittiin, että Minilift-siirtovaunun hätäpysäyttimen tartuntakynnet eivät pääse avautumaan riittävästi. Tällöin ne eivät ylety pureutumaan muuhun kuin hidastinmuoviin, vaikka hidastinmuovin tarkoitus on vain pehmentää jarrutusta ja kynsien tulisi lopulta pysähtyä hidastinmuovin kiinnityspultteihin. Tämän vuoksi on mahdollista, että hätäpysäytinmekanismi ei pysty pysäyttämään siirtovaunun liikettä kaikissa tilanteissa. Kokeiden perusteella on kuitenkin osoitettu, että loivan kiipeämiskulman vuoksi Minilift-siirtovaunu pysähtyy täydellä kuormituksella pelkän hidastinmuovin avulla, jonka vuoksi riskiä voidaan pitää pienenä.

Lisäksi tämän tutkimuksen perusteella on osoitettu, että koeolosuhteissa yläpyörä saattaa menettää pitonsa täysin saippuoidulla kiskolla. Tämä aiheuttaa myös mahdollisen turvallisuusriskin Minilift-siirtovaunulle, koska siinä alapyörät pyörivät vapaasti, jolloin yläpyörän pidon menetys tai akselin rikkoutuminen voi aiheuttaa vaaratilanteen. Tämän riskin pienentämiseksi Minilift-siirtovaunuja käytetään aina pareittain, jolloin toinen siirtovaunu toimii varmistuksena toiselle.

Roslift-siirtovaunujen merkittävin heikkous on puolestaan suuret valmistuskustannukset. Niiden kilpailukyky on heikko etenkin sovelluksissa, joissa ei tarvita kovin suurta kiipeämiskapasiteettia. M. Lukkalan (2007) diplomityön tavoitteena oli laskea Roslift 500 -siirtovaunun valmistuskustannuksia verrattuna Roslift 400 -siirtovaunuun, mutta Roslift 500 -siirtovaunun valmistuskustannukset ovat käytännön kokemuksen perusteella lähes yhtä korkeat kuin Roslift 400 -siirtovaunulla.

Suuret valmistuskustannukset aiheutuvat muun muassa tiukoista valmistustoleransseista, useista koneistettavista osista ja siirtovaunujen nivelrakenteesta. Kaksiosaisen saksimaisen runkorakenteen vuoksi Roslift-siirtovaunujen kulkupyörien akselit ovat laakeroitu siten, että ne toimivat koko pyöräkuorman kantavina ulokepalkeina. Tällöin akselit ja niiden laakerit tuentoineen ovat kovalla kuormituksella, jolloin näissä osissa on käytettävä vahvoja ja kalliita ratkaisuja.

Muita yhteisiä ongelmia molemmilla Roslift -siirtovaunuilla ovat suuri koko ja jousitus. Roslift-siirtovaunujen suuri koko johtuu lähinnä kahden moottorin käytöstä ja nivelrungosta. Moottoreiden tilantarvetta lisää se, että ne ovat sijoitettu vinoon sivuttain, millä estetään mahdollisia törmäysongelmia kiskon kanssa. Suuri koko aiheuttaa ulkonäköhaittoja, sillä riipputelinejärjestelmien komponenttien tulisi olla monissa sovelluksissa mahdollisimman huomaamattomia. Lisäksi molemmat Roslift-siirtovaunut ovat melko painavia, jonka vuoksi niitä on hankala käsitellä ja ne aiheuttavat ylimääräisiä kuormituksia kiskoon.

Jousituksen ongelmat liittyvät puolestaan jousituksen säätöön ja jousten korroosioon. Molemmissa Roslift-siirtovaunuissa käytetään jousiteräksestä valmistettuja lautasjousia, joiden pintakäsittelynä on sähkökemiallinen sinkitys. Yleisesti tiedetään, että sähkökemiallisen sinkityksen antama korroosiosuoja on riittämätön jatkuvasti ulkona toimiviin ja säilytettäviin sovelluksiin. Tämän vuoksi nämä lautasjouset ruostuvat ulkona nopeasti, mikä aiheuttaa ulkonäköhaittojen lisäksi myös jousien kuoleentumista. Jousten kuoleentuminen pienentää jousituksen esikiristysvoimaa, jolloin Roslift-siirtovaunujen jousituksen huollontarve lisääntyy. Lisäksi molempien Roslift-siirtovaunujen jousituksen säätö perustuu jousipakan korkeuden mittaamiseen, jota on pidetty liian epätarkkana ja epäjohdonmukaisena menetelmänä.

Roslift 400 -siirtovaunua on edellä mainittujen ongelmien lisäksi vaivannut myös laakeriden ja rungon korroosio. Rungon korroosio-ongelmat ovat liittyneet aiemmin käytettyyn kupariseosteiseen 7000 -sarjan alumiiniin, mutta materiaalivaihdosten myötä ongelmia on saatu vähennettyä. Laakeripesien tiivistyksessä on havaittu myös puutteita ja laakeripesät ovat täyttyneet vedellä tuhoten laakerit (Lukkala 2007, s.16).

Roslift500 -siirtovaunussa on havaittu edellä mainittujen ongelmien lisäksi ongelmia kiskon kannakkeiden kanssa. Hätäpysäytinmekanismien sijoittelun ja rakenteen vuoksi kannakkeelle jää pystysuunnassa tilaa vain noin 40 mm (ks. luku 2.4). Tämä on aiheuttanut joissain kohteissa ongelmia kannakkeiden suunnittelussa, koska kannakeprofiilin korkeutta ei pystytä kasvattamaan riittävän lujuuden saavuttamiseksi. Lisäksi Roslift 500 -siirtovaunun hätäpysäytinmekanismin rakenne on törmännyt kannakkeisiin aiheuttaen mekanismin virheellisen laukeamisen ja rikkoutumisen.

## **4.2 Turvallisuus ja riskianalyysi**

Järjestelmän turvallisuus on erittäin merkittävässä asemassa suunnitteluprosessin alusta lähtien, koska laitteiden varassa on ihmishenki. Tämän vuoksi turvallisuusnäkökulmat on otettava huomioon laitteen jokaisessa komponentissa suunnittelun ja toteutuksen kaikissa vaiheissa. Standardin SFS-EN1808 (2010, s. 6) mukaisesti kaikille riippute-linejärjestelmän komponenteille on tehtävä riskianalyysi. Uuden siirtovaunun ja siihen suoraan liittyvien laitteiden riskianalyysin tulokset on esitetty taulukon 4 vaaratekijäluettelossa.

Luettelon perustana on käytetty standardin SFS-EN 1808 (2010, s. 34–40) vaaraluetteloa. Standardissa esitettyä luetteloa on sovellettu tutkimuksen kannalta oleellisilta osilta. Luetteloa on täydennetty suunnitteluprosessin edetessä ja se sisältää kaikki tämän tutkimuksen perusteella ilmentyneet vaaratekijät. Lisäksi turvallisuustarkastelussa on otettu huomioon konedirektiivin asettamat vaatimukset (Fraser 2010).

Vaaratekijöiden listauksessa on hyödynnetty vika- ja vaikutusanalyysiä (*engl. Failure Mode and Effect Analysis, FMEA*). FMEA:n päätavoitteena on dokumentoida käyttö- ja kunnossapitokokemus analysoitavasta kohteesta. FMEA voidaan kuitenkin toteuttaa jo suunnittelun alkuvaiheessa, jolloin se auttaa valitsemaan toimintavarmat ja turvalliset suunnitteluvaihtoehdot. Analyysin lähtökohtana on tunnistaa potentiaaliset vikamuodot

ja arvioida mitä jokaisesta yksittäisestä viasta tai vaarasta mahdollisesti seuraa. Menetelmän heikkoutena on se, että tuloksista on vaikea määritellä mihin tunnistetuista vaaroista tulisi jatkossa keskittyä. (Virtanen & Hagmark 1997, s. 17–18.) FMEA sopii kuitenkin tutkittavaan tilanteeseen, koska sen avulla standardin SFS-EN 1808 mukainen vaaraluettelo voidaan käydä johdonmukaisesti läpi.

Siirtovaunun turvallisuusvaatimukset todennetaan standardin SFS-EN 1808 (2010, s. 104) mukaisesti. Standardin vaatimassa menettelyssä siirtovaunulle suoritetaan tyyppihyväksyntä ennen sarjatuotannon aloittamista. Tämä edellyttää suunnitelmien tarkastusta ja tyyppikokeiden suorittamista. Suunnitelmien tarkastuksessa todennetaan, että laite on suunniteltu standardin SFS-EN 1808 mukaisesti. Tämä tarkoittaa sitä, että siirtovaunulle laaditaan tekninen tiedosto, joka sisältää muun muassa siirtovaunun piirustukset, tekniset tiedot, tiedot käytettävistä materiaaleista ja lujuustarkastelut.

Tyyppikokeilla varmistetaan, että uusi siirtovaunu on riittävän vakaa, rakenteellisesti riittävän luja ja että kaikki toiminnot toimivat virheettömästi. Standardin SFS-EN 1808 mukaisesti ripustuslaitteen eli tässä tapauksessa siirtovaunun tyyppikoe koostuu vain staattisesta kuormituskokeesta. Kiipeäville siirtovaunuille on suoritettava myös nostolaitteelle määrätty tyyppikokeet. Tällöin siirtovaunun tyyppikokeisiin kuuluu staattisen koekuormituksen lisäksi dynaaminen koekuormitus, lujuuskoe ja hätäpysäytinmekanismin toimivuuskoe. (EN 1080 2010, s. s.124–140.) Tyyppikokeita ja niiden tuloksia on käsitelty tarkemmin myöhemmin tässä työssä luvussa 8.1.

Turvallisuuden varmistamiseksi siirtovaunun valmistukselle ja asennukselle on asetettu myös omat vaatimukset. Valmistuksen tarkastus katsotaan suoritetuksi, jos siirtovaunun valmistaja noudattaa standardin EN ISO 9002 (1994) mukaista laatujärjestelmää. Muissa tapauksissa on varmistuttava, että siirtovaunu valmistetaan suunnitteludokumenttien mukaisesti. Lisäksi kaikkien osien on oltava piirustusten mukaisia ja hitsaukset tulee suorittaa vaatimukset täyttävän henkilön toimesta asianmukaista työtapaa käyttäen. Lopuksi on varmistettava, että turvalaitteiden rakenne ja asennus ovat standardin vaatimusten mukaisia. Asennusvaiheessa siirtovaunulle ja kaikille siihen liitetyille riipputelejäjärjestelmän komponenteille on vielä suoritettava määrätty testit, jotta laitteiden virheetön asennus ja toiminta voidaan varmistaa. (SFS-EN 1080 2010, s. s.106.)

Taulukko 4. Siirtovaunun vaaratekijäluettelo (SFS-EN 1808 2010, s. 34–40).

Rivi nro.	VAARAN AIHEUTTAJA / TYPPI:	MAHDOLLINEN VAARA:	ESTÄVÄ TOIMENPIDE:
<b>1. MEKAANISET VAARAT</b>			
1.1.	Muoto	ruumiinvamma	ei teräviä reunoja, särmiä, tms.
1.2.	Puristumisvaara	käyttäjä jää laitteen ja rakennuksen väliin	esteetön rata, päätyrajakatkaisimet, hätäseis
1.3.	Leikkautumisvaara	raajat jäävät väliin	suojatut liikkuvat osat
1.4.	Viiltovaara	ruumiinvamma	ei teräviä reunoja, särmiä, tms.
1.5.	Takertumisvaara	vaatteet tarttuvat väliin	suojatut liikkuvat osat
1.6.	Riittämätön mekaaninen lujuus	laite ei toimi oikein, putoaminen	riittävät varmuuskertoimet
1.6.1.	Akselikiilan murtuminen	pyörä ei pidätä, putoaminen	hätäpysäyttimet
1.6.2.	Moottori-/vaihteisto rikkoutuu	ajoliike estyy, moottori ei pidätä	hätäpysäyttimet
1.6.3.	Akselin murtuminen	luisuminen	pyörä pysähtyy runkoon
1.7.	Systeemiin varastoituva potentiaalienergia	useita vaaroja	huomioitu muissa vaaroissa
1.7.1.	Jousimaiset rakenteet	ei merkityksellistä vaaraa	-
1.7.2.	Siirtovaunun potentiaalienergia	useita vaaroja	huomioitu muissa vaaroissa
1.8.	Kuluminen	kiskon kuluminen	kuluminen vähäistä, huomioitu rakenteessa
<b>2. SÄHKÖISET VAARAT</b>			
2.1.	Jännitteelliset johtimet ja komponentit	sähköisku, ajoliike estyy	suojamaadoitus, eristetyt johtimet, sulake
2.2.	Vian vuoksi jännitteelliset osat	"	"
2.3.	Oikosulku	"	"
<b>3. VÄÄRÄT TYÖSKENTELYMENETELMÄT</b>			
3.1.	Liian painavia siirrettäviä esineitä	fyysinen rasitus tai vammautuminen	käyttöohjeet ja koulutus
3.2.	Henkilönsuojainten käyttämättä jättäminen	putoaminen	"
3.3.	Henkinen yli- tai alikuormitus, stressi	harkinnan puute	eliminoidaan vaikutukset
3.4.	Ohjausvirhe	törmääminen	esteetön rata
3.5.	Riittämättömät ohjeet käyttäjälle	koneen väärinkäyttö	kattava manuaali ja näkyvät ohjetarrat
<b>4. ODOTTAMATON LIIKE TAI HÄIRIÖ</b>			
4.1.	Odottamaton käynnistyminen	hallinnan menetys	hätäseis
4.2.	Keskeytyksen jälkeen uudelleen kytkeytyvä energiansyöttö	hallinnan menetys	päätyrajakatkaisimet, kallistuksen vakaajat
4.3.	Käyttäjän virheet	törmääminen	"
4.4.	Ulkoiset vaikutukset sähkölaitteissa	hallinnan menetys, laite ei toimi oikein	suojatut sähkökomponentit
4.5.	Energiansyötön vika	ajoliike estyy	turvattu poispääsy ja huoltoreitti

4.6.	Ohjauspiirin vika	hallinnan menetys, laite ei toimi oikein	"
4.7.	Ohjauslaitteiden virheellinen sijoittelu	vahinkokäynnistys, väärinkäyttö	ohjauslaitteet selkeästi sijoitettu
4.8.	Asiaankuulumaton käynnistäminen tai käyttö	koneen väärinkäyttö	avaimellinen käynnistys
4.9.	Rikkoutuminen käytön aikana	korkeaan paikkaan jääminen, putoaminen	jarrujen ja nostokoneistojen käsivapautus, riittävä lujuus
4.10.	Putoavat tai sinkoutuvat osat	vahingoittavat alla olevia ihmisiä	ei irrallisia osia
<b>5. TYÖSKENTELYPAIKKAAN LIITTYVÄT VAARAT</b>			
5.1.	Putoaminen työskentelypaikalle mentäessä	putoaminen vajereiden kiinnityksessä	turvallinen parkkipaikka ja putoamissuojaimet
5.2.	Riittämätön näkyvyys	virheelliset ajoliikkeet	esteetön näkyvyys
5.3.	Riittämätön hallintalaitteiden sijoittelu	"	rajakatkaisimet, kallistuksen vakaaajat
5.4.	Ulkopuolisten aiheuttamat tai heihin kohdistuvat vaarat	tuntematon vaara	työskentelyalue eristetty
5.5.	Koneen pysäyttäminen oikeaan paikkaan ei ole mahdollista	korkeaan paikkaan jääminen	turvattu poispääsy
<b>6. LAITTEEN LIIKKEISTÄ JA NOSTAMISESTA AIHEUTUVAT VAARAT</b>			
6.1.	Kuorman liiallinen värähtely	väsymisilmiöt, ylikuormitus	ylikuormitussuoja riipputelineessä, riittävä lujuus
6.2.	Kuorman odottamaton tai tarkoittamaton liike	ylisuuri tai olematon kuorma	häätäpysäyttimet, hätäseis
6.3.	Kiskolta suistuminen	putoaminen	rajakatkaisimet, päätypysäyttimet, rungon ja pyörien muotosulkeisuus
6.4.	Kiskolla öljyä, rasvaa	kitkan riittämättömyys ja luisuminen	kitka riittää, häätäpysäyttimet
6.5.	Kiskolla saippuaa	"	riski pieni, häätäpysäyttimet
6.6.	Jäinen kisko	"	jää murtuu pyörän alla
6.7.	Ylikuormitus	"	ylikuormitussuoja, kuorma lisää kitkaa
6.8.	Kuorman laskeminen kitkajarrulla	putoaminen	laitteet testattu ja hyväksytty
6.9.	Riittämätön hidastuvuus ja paikallaan pysyminen	putoaminen, törmääminen	riittävä kitka, häätäpysäyttimet
<b>7. VIRHEELLINEN SYSTEEMI</b>			
7.1.	Asennusvirheet	laite ei toimi oikein	selkeät asennusohjeet, asennustarkastus
7.2.	Viallinen kisko	useita vaaroja	riittävä varmuus, asennustarkastus
7.3.	Väärä kisko	useita vaaroja	koko systeemi vaatimukset täyttävä
7.4.	Väärin valitut tai liitetyt vaijerit	putoaminen	"
7.5.	Virheellinen kokoonpano	rikkoutuu, ei toimi	asennustarkastus
7.6.	Testaus-, käyttö- tai kunnossapitovirheet	useita vaaroja	koko systeemi vaatimukset täyttävä

### 4.3 Uuden siirtovaunun vaatimuslista

Taulukossa 5 on esitetty siirtovaunun vaatimuslista. Lista on muodostettu yrityksen asi-  
antuntijaryhmän kokousten ja asiakastarpeiden tutkimisen perusteella. Sen sisältö ja  
muotoilu noudattavat edellä esitettyjä peruseriaatteita. Vaatimuslistaa on täydennetty  
siirtovaunun kehityksen edetessä ja sitä on käytetty hyväksi suunnittelun eri vaiheissa  
myöhemmin tässä työssä. Uuden siirtovaunun tuotekehitysprosessin taustalla on myös  
suuri projektitilaus. Tilauksen edellytyksenä on tietynlainen kiipeävä siirtovaunu, jolle  
on määritelty esimerkiksi suurin sallittu tilantarve ja vähimmäiskapasiteetti. Tämän  
vuoksi osa uuden siirtovaunun vaatimuksista perustuu tähän yksittäiseen projektitilauk-  
seen.

Taulukko 5. Siirtovaunun vaatimuslista.

SIIRTOVAUNUN VAATIMUSLISTA	
VAATIMUS	Luokka
<b>GEOMETRIA</b>	
• Ulkomitat enintään: pituus 320 mm, leveys 350 mm ja korkeus 520 mm	KV
• Kiskon kannakkeelle jätävä yli 50mm tilaa pystysuunnassa	VV*
• Pystyttävä kulkemaan taivutuksissa, jossa pienin kiskon taivutussäde on 500mm vaakasuunnassa ja 900mm pystysuunnassa	KV
• Voidaan poistaa kiskolta myös keskeltä rataa	T
• Hyvä ja moderni ulkonäkö	T
<b>KINEMATIikka</b>	
• Kitkaan perustuva toiminta	KV
• Pystyy kulkemaan RS137-kiskolla	KV
• Pystyy kulkemaan RS127-kiskolla.	T
• Kykenee kiipeämään vähintään 30°–35° kulmassa täydellä kuormalla	KV
• Kykenee kiipeämään pystysuoraan ilman kuormaa	KV
<b>VOIMAT</b>	
• Suurin sallittu kuormitus SSK on 400 kg (35°) ja 500 kg (30°)	VV
• Kestettävä pystytasoon nähden 15 astetta vinossa oleva kuormitus	VV
• Lujuuden on täytettävä standardin SFS-EN 1808 vaatimukset	KV
• Siirtovaunun on kestävä kaksoiskaarevasta radasta johtuvat monimutkaiset kuormitustilanteet	KV
<b>ENERGIA</b>	
• Järjestelmä on sähkökäyttöinen ja syöttöjännite on 400V/50Hz/16A	KV
• Voimanlähde ja vaihteisto mitoitettava riittäväksi kaikkiin kuormitustilanteisiin	VV

<b>AINES</b>		
• Laitteen on toimittava -10...55 °C lämpötiloissa		VV
• Kestettävä jatkuva säilytys ja käyttö ulkona		KV
<b>TURVALLISUUS</b>		
• Siirtovaunulle suoritetaan standardin SFS-EN 1808 mukainen vaara-analyysi ja mahdolliset puutteet korjataan		VV
• Siirtovaunu testataan standardin SFS-EN 1808 mukaisesti		KV
• Yksittäisen osan rikkoutuminen ei saa aiheuttaa vaaraa ihmisille		VV
<b>ERGONOMIA</b>		
• Vaijereiden kiinnityskohdat on oltava helposti saatavilla		VV
• Ulkomuodoissa on vältettävä vaarallisia muotoja mm. teräviä reunoja		T
<b>VALMISTUS</b>		
• Kokoonpano suunnitellaan mahdollisimman yksinkertaiseksi ja valmistukseen laaditaan riittävät ohjeistukset		KV
• Vältetään tarkkoja toleransseja mikäli niihin ei ole tarvetta		T
• Käytetään olemassa olevia komponentteja		T
<b>TARKASTUS</b>		
• Tarkastetaan, että siirtovaunu on suunniteltu ja valmistettu standardin SFS-EN 1808 mukaisesti		VV
• Turvallinen käyttö edellyttää valtuutetun henkilön suorittamaa vuosihuoltoa ja -tarkastusta.		VV
<b>ASENNUS</b>		
• Siirtovaunun rakenteen tulee olla sellainen, että se voidaan asentaa kohteeseen ilman merkittävää uudelleenkokoonpanoa		T
• Asennuksen on onnistuttava ilman erityisosaamista tai -työvälineitä		KV
<b>KULJETUS</b>		
• Siirtovaunun tulee kestää normaalia käsittelyä ja kuljetus asiakkaalle		VV
<b>KÄYTTÖ</b>		
• Siirtovaunun on oltava varmatoiminen kaikissa olosuhteissa		KV
• Moottorin jarru on pystyttävä vapauttamaan tarvittaessa		T
• Siirtovaunua voidaan ohjata telinesillalta kaikissa tilanteissa		KV
<b>KUNNOSAPITO</b>		
• Huolto on voitava suorittaa turvallisesti paikan päällä korkeissa olosuhteissa		KV
• Mahdollisesti vikaantuvien ja kuluvien osien vaihtamisen on oltava helppoa		T
• Huollontarve on minimoitava		T
<b>KUSTANNUKSET</b>		
• Valmistuskustannukset 1000 €		VV*
KV = Kiinteä vaatimus, VV = Vähimmäisvaatimus, T = Toivomus, * = Vaatimuksena yläraja		



## 5 Siirtovaunun konseptisuunnittelu

Konseptisuunnittelun tavoitteena on määritellä periaatteellinen ratkaisu tutkimuksen kohteena olevaan ongelmaan (Pahl & Beitz 2007, s. 159). Tässä tutkimuksessa siirtovaunujen konseptisuunnittelu toteutetaan järjestelmällisesti vaihe kerrallaan luvuissa 3.1 ja 3.2 määritetyn menettelytavan mukaisesti. Lähtökohtana käytetään aiemmin luvussa 4.3 laadittua vaatimuslistaa. Seuraavissa alaluvuissa käydään läpi siirtovaunun periaate-ratkaisun kehittämisen eri vaiheet askel askeleelta.

### 5.1 Abstrahointi

Abstrahoidaan luvussa 4.3 esitetty uuden siirtovaunun vaatimuslista luvussa 3.2.1 määritettyjen askelten mukaisesti:

askeleet 1 ja 2

- Ulkomitat enintään: pituus: 320 mm, leveys 350 mm ja korkeus 520 mm
- Kitkaan perustuva toiminta
- Pystyy kulkemaan RS137-kiskolla
- Kykenee kiipeämään vähintään 30°–35° kulmassa täydellä kuormalla
- Suurin sallittu kuormitus SSK on 400 kg (35°) ja 500 kg (30°)
- Kaikilta komponenteilta vaaditaan korroosionkestoa ja toimintakykyä -10...55 °C lämpötiloissa.
- Kestettävä jatkuva ulkona säilytys
- Täyttää standardin SFS-EN 1808 vaatimukset
- Valmistuskustannukset 1000 €

Askeleet 3 ja 4

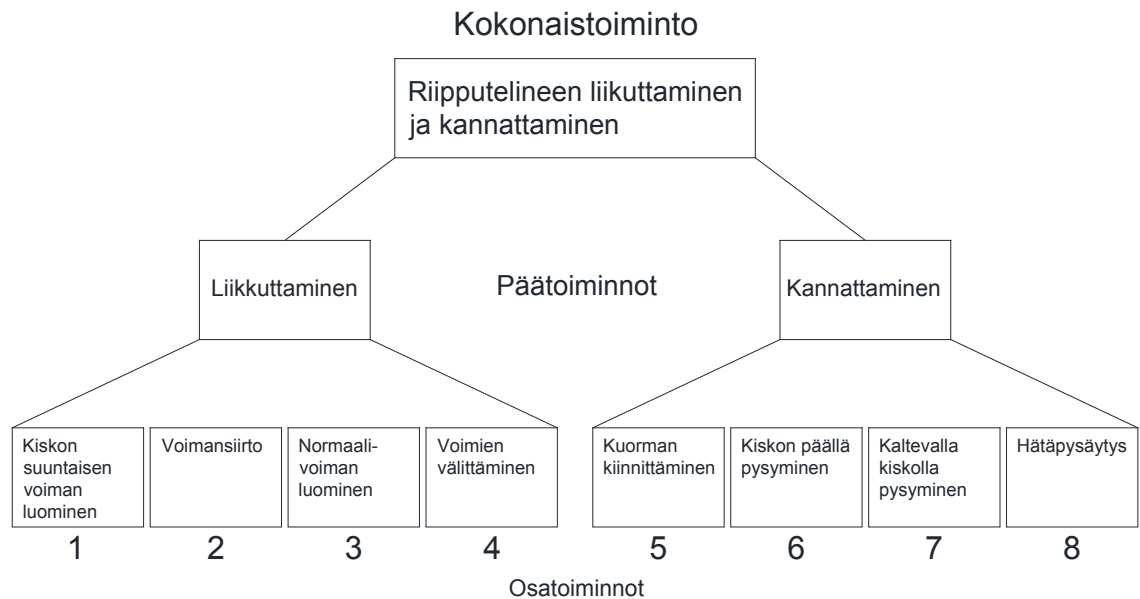
- Pienikokoinen
- Kykenee kulkeman kaarevaa kiskoa pitkin
- Kykenee kiipeämään täydellä kuormalla
- Voidaan säilyttää ja käyttää vaativissa olosuhteissa
- Helppo valmistaa
- Turvallinen
- Kustannustehokas

Askel 5 (tutkimusongelma)

**Kustannustehokas kiipeävä siirtovaunu, jota voidaan käyttää osana riippute-linejärjestelmää turvallisesti vaativissa olosuhteissa.**

## 5.2 Toimintorakenteen laatiminen

Kuvassa 17 on siirtovaunun lopullinen toimintorakenne. Toimintorakenne on luotu edellä mainittujen askelten mukaisesti. Sitä on muokattu suunnitteluprosessin edetessä vastaamaan paremmin suunnittelun tarpeita. Pää- ja osatoiminnot on järjestetty loogisesti siten, että ratkaisumuunnelmien haku olisi mahdollisimman helppoa suunnittelun seuraavissa vaiheissa.



Kuva 17. Siirtovaunun toimintorakenne.

Suunnitteluongelman jakaminen osatoimintoihin toimintorakenteen avulla helpottaa ratkaisun löytämistä, mutta se tuo mukanaan myös ongelmia. Tämä johtuu siitä, että päätoiminto on jaettu osatoimintoihin sillä olettamuksella, että jokaisella osatoiminnoille voidaan etsiä itsenäinen ratkaisu. Tämä ei kuitenkaan todellisuudessa pidä paikkaansa, koska osatoimintojen ratkaisut ovat riippuvaisia myös toisistaan. Siksi ratkaisuvaihtoehtojen valinnassa eri osatoiminnoille on huomioitava myös niiden vaikutus muihin osatoimintoihin. Tällä tavoin osatoiminnoille valitut ratkaisut on myöhemmin mahdollista yhdistää toimivaksi kokonaisratkaisuksi. (Ullman 1992, s. 134.)

Työskentelyn myöhemmässä vaiheessa toimintorakenteeseen voidaan tarvittaessa palata myös uudelleen, muokata ja tarkentaa sitä, kun ongelman ratkaisu on konkretisoitunut. Siirtovaunun muodostettu toimintorakenne on melko karkea, mutta se riittää palvelemaan suunnittelun tarpeita.

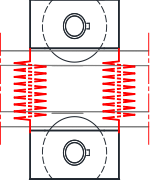
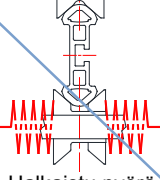
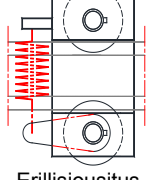
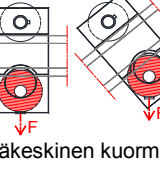
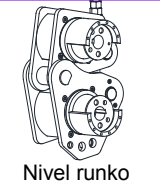
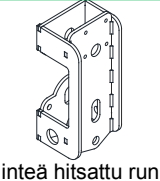
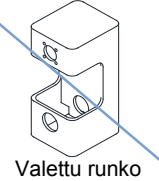

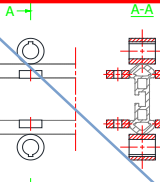
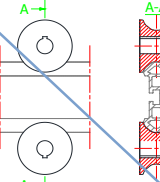
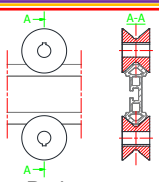
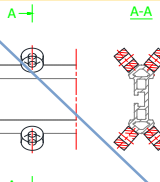
### **5.3 Vaikutusperiaatteiden haku osatoiminnoille ja niiden yhdistäminen**

Edellä muodostetusta toimintorakenteesta nähdään siirtovaunun kokonaistoimintoon liittyvät pää- ja osatoiminnot. Toimivan kokonaisratkaisun löytämiseksi on aluksi helpompaa etsiä ratkaisuvaihtoehtoja osatoiminnoille, jonka jälkeen näistä ratkaisuvaihtoehtoista voidaan yhdistellä kokonaisratkaisu. Siirtovaunun osatoimintojen ratkaisuvaihtoehtojen etsinnässä käytetään hyväksi systemaattisia menetelmiä, jolloin suunnittelun ei tarvitse perustua vain oikeiden ideoiden keksimiseen. Osatoiminnoille on etsitty ratkaisuvaihtoehtoja muun muassa alan kirjallisuudesta, tuoteluetteloista, yrityksen nykyisistä siirtovaunuista sekä kilpailijoiden tuotteista. Lisäksi ratkaisuja on etsitty muiden suunnittelijoiden kanssa pidetyissä aivoriihissä.

Siirtovaunun kehittäessä morfologista matriisia on käytetty osatoimintojen ratkaisuvaihtoehtojen jäsentämiseen ja yhdistelyyn. Lupaavimmat ratkaisuvaihtoehdot siirtovaunun osatoiminnoille on koottu taulukon 6 morfologiseen matriisiin. Ensimmäisiin sarakkeisiin on koottu siirtovaunun toimintorakenteen osatoiminnot. Seuraaviin sarakkeisiin on kerätty mahdollisia ratkaisuvaihtoehtoja eri osatoiminnoille.

Morfologisesta matriisista on yliviivattu käyttökelvottomiksi todetut ratkaisuvaihtoehdot. Löydetyt kokonaisratkaisuvaihtoehdot on merkitty morfologiseen matriisiin erivärisillä solujen reunuksilla. Kokonaisratkaisuvaihtoehdot on esitelty tarkemmin seuraavassa alaluvussa. Oikean ja parhaan kokonaisratkaisun erottamiseksi tässä tutkimuksessa käytetään myöhemmin esitettävää pistearviointia.

Taulukko 6. Siirtovaunun morfologinen matriisi (Pahl &amp; Beitz 2007, s 184.)

Rat- kaisut Osa- toiminnot		1	2	3	4
1	Kiskon suuntaisen voiman luominen	Moottori yläakselilla	Yksi moottori, veto molemmissa pyörissä	Kaksi moottoria	
2	Voiman-siirto	Suoraveto +kierukkavaihte	Suoraveto +hammasvaihte	Ketjuveto +kierukkavaihte	Hammasrattaat +kierukkavaihte
3	Normaali-voiman luominen	 Jousitettu runko	 Halkaistu pyörä jousella	 Erillisjousitus	 Epäkeskinen kuorma
4	Voimien välittäminen	 Nivel runko	 Kiinteä hitsattu runko	 Valettu runko	 Pursotettu runko
5	Kuorman kiinnittäminen	Taivutettu levy	Reiät rungossa	Ripustusakseli/-pultti	Nostosilmukka
6	Kiskon päällä pysyminen	 Lieriöpyörä +rullat	 Muotopyörä	 Perhospyörä	 Vinot lieriöpyörät
7	Kaltevalla tasolla pysyminen	Jarrumoottori	Erillinen jarru	Itsepidättävä vaihte	
8	Hätä-pysäytys	Keskipakovoimalla aukeavat tartuntakynnet pyörässä	Keskipakovoimalla aukeavat tartuntakynnet erillisessä osassa	Vannejarru	

  = 1. kokonaisratkaisuvaihtoehto        = 4. kokonaisratkaisuvaihtoehto  
  = 2. kokonaisratkaisuvaihtoehto        = käyttökeltvottomiksi todetut vaihtoehtot  
  = 3. kokonaisratkaisuvaihtoehto

## **5.4 Kokonaisratkaisuvaihtoehdot**

Kokonaisratkaisuvaihtoehtojen etsintä on helpointa aloittaa sulkemalla mahdottomat tai vaatimuksiin huonosti vastaavat ratkaisuvaihtoehdot pois. Poissuljetut ratkaisuvaihtoehdot on yliviivattu edellä olevassa morfologisessa matriisissa. Kiskonsuuntaisen liikkeen aikaansaamiseksi mietittiin pitkään ratkaisuja, joilla yhden moottorin voima saataisiin välitettyä molemmille kulkupyörille esimerkiksi ketjuvälityksen tai hammaspyörien avulla. Tällöin ongelmaksi kuitenkin muodostuu jousituksen toteuttaminen, sillä ylä- ja alapyörän akselivälin vaihtelut edellyttävät monimutkaisia ja kalliita ratkaisuja voimansiirron komponenteissa. Kahden moottorin käyttö on suurten kustannusten vuoksi myös ongelmallista, vaikka yhteen kokonaisratkaisuvaihtoehtoon valittiinkin kaksi moottoria.

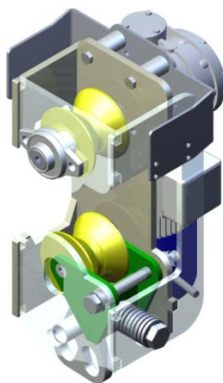
Normaalivoiman luominen ja voimien välittäminen ylä- ja alapyörän välillä vaikuttavat myös merkittävästi konstruktion kaikkien muiden osatoimintojen toteuttamiseen. Halkaistu pyörä jousituksella on edullinen ratkaisu rungon yksinkertaisuuden ja muiden osatoimintojen toteutuksen kannalta. Halkaistun pyörän avulla tarvittava jousto saadaan pyörän puolikkaiden sivuttaisliikkeestä, jolloin akseliväli pysyy vakiona ja jousituksen vaatimien komponenttien määrää pysyy vähäisenä. Ideasta kuitenkin luovuttiin, sillä halkaistun pyörän avulla saavutettava jousto jää hyvin pieneksi ja kiskon kulumisen pelättiin olevan ongelma. Lisäksi halkaistu pyörä on alun perin yrityksen merkittävän kilpailijan keksintö, eikä tätä ratkaisua haluttu kopioida.

Voimien välittäminen ylä- ja alapyörän välillä eli toisin sanoen rungon rakenne on vahvasti riippuvainen valitusta jousitusratkaisusta. Valettu runko suljettiin pois kokonaisratkaisuvaihtoehdoista suurten aloituskustannusten vuoksi, vaikka sen avulla rungon muoto olisi ollut mahdollista optimoida muille osatoiminnoille sopivaksi ja kokoonpanosta olisi saatu yksinkertainen. Lisäksi valettua runkoa pidettiin riskialttiina puutteellisen valutuotetietämyksen vuoksi. Muita rungon rakennevaihtoehtoja on sovellettu ja analysoitu myöhemmin löydettyjen kokonaisratkaisuvaihtoehtojen yhteydessä. Taa-kan ripustuksessa käytettävä ratkaisu eri kokonaisratkaisuvaihtoehdoissa määräytyi luontevasti käytettävän runkoratkaisun perusteella.

Muiden osatoimintojen kohdalla kaikissa myöhemmin esitetyissä kokonaisratkaisuvaihtoehtoissa päädyttiin käyttämään ainakin osittain olemassa olevia ratkaisuja. Kiskon päällä pysyminen toteutettiin nykyisen Roslift -siirtovaunun mukaisella kulkupyörä-geometrialla eli niin sanotuilla ”perhospyörillä”, jotka on todettu vuosien kokemuksella toimivaksi ratkaisuksi. Perhospyörän ulkopinnan geometria eroaa kiskon pinnan geometriasta, joka saa aikaan hyvät kitkaominaisuudet kohtuullisella kiskon kulumisella. Tämä pyöräratkaisu on myös erityisesti suunniteltu uuden siirtovaunun kanssa käytettäväksi RS137-kiskolle.

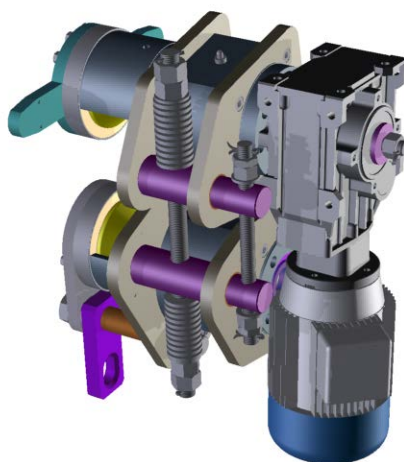
Kaltevalla kiskolla pysymiseen valittiin myös kaikkiin kokonaisratkaisuvaihtoehtoihin nykyisissä siirtovaunuissa käytettävä jarrumoottori. Jarrumoottori on tavallista moottoria kalliimpi vaihtoehto, mutta alustavien kustannuslaskelmien perusteella erillisen jarrujärjestelmän rakentaminen tulisi kuitenkin vieläkin kalliimmaksi. Jarrumoottori on myös varmatoiminen vaihtoehto ja sen avulla vältetään erillisen jarrun vaatimilta lisäkomponenteilta. Hätöpysäytinmekanismeissa pyritään myös hyödyntämään mahdollisimman paljon nykyistä keskipakovoimalla toimiviin tartuntakynsiin perustuvaa ratkaisua. Nykyisessä ratkaisussa havaitut puutteet pyritään kuitenkin korjaamaan.

Ensimmäinen kokonaisratkaisuvaihtoehto on rakennettu hitsatun levyleikerungon ympärille (ks. Kuva 18). Se on merkitty edellä olevaan morfologiseen matriisiin vihreällä värillä. Jousitus on toteutettu alapyörän kiristysmekanismilla, joka on kiinnitetty nivelpisteen välityksellä runkoon. Poikittain asetetulla erillisjousituksella konstruktiosta saadaan melko yksinkertainen ja rungon koko saadaan pidettyä pienenä. Moottori on asetettu yläakselille ja toisioakselin pyörimisnopeus säädetään sopivaksi kierukkavaihteella. Taakka ripustetaan rungon alaosaan kiinnitettyyn akseliin taakkalenkin avulla.



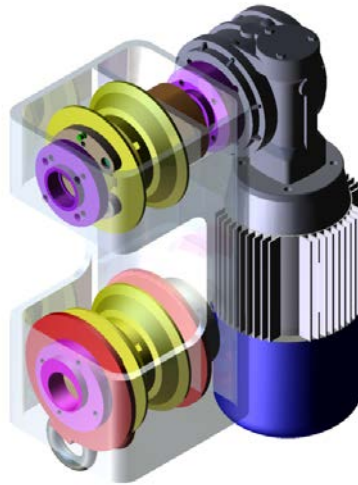
**Kuva 18. Ensimmäinen kokonaisratkaisuvaihtoehto.**

Kuvassa 19 oleva toinen kokonaisratkaisuvaihtoehto perustuu nykyisen Roslift -siirtovaunun konstruktion ja se on merkitty morfologiseen matriisiin violetilla värillä. Nykyisestä konstruktiosta on kuitenkin jätetty toinen moottori pois vaaditun loivemman kiipeämiskulman ja kustannussäästöjen vuoksi. Ilman toista moottoriakin rakenne on turhan kallis valmistaa vaatimuksiin nähden, joten nykyistä konstruktiota tulisi yksinkertaistaa ja optimoida tilanteeseen sopivaksi. Tähän konstruktion on valittu hammasvaihde kierukkavaihteen sijaan Roslift -siirtovaunun tapaan. Hammasvaihde on muissa kokonaisratkaisuvaihtoehdoissa käytettävää kierukkavaihdetta kalliimpi, mutta kierukkavaihteeseen verrattuna huomattavasti paremman hyötysuhteen ansiosta hammasvaihteen kanssa on mahdollista käyttää pienempitehoista moottoria.



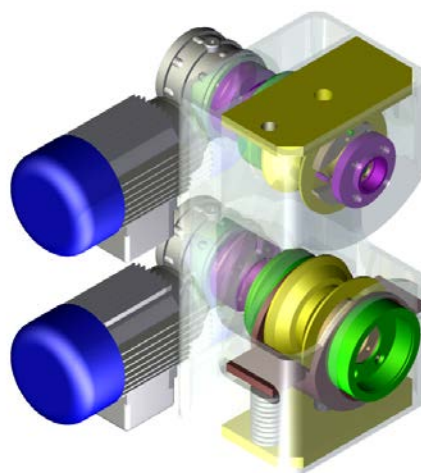
**Kuva 19. Toinen kokonaisratkaisuvaihtoehto.**

Kolmas kokonaisratkaisuvaihtoehto on esitetty kuvassa 20 ja se on merkitty morfologiseen matriisiin oranssilla värillä. Tässä vaihtoehdossa perusajatuksena on tehdä rakenteesta mahdollisimman yksinkertainen vähäisellä komponenttien määrällä. Normaali-voiman luomiseen hyödynnetään taakkaa, joka kiristää alapyörää kiskoa vasten epäkeskisen nivelpisteensä ansiosta. Koska erillistä jousitusta ei tarvita, niin yksinkertainen kiinteä runko voidaan koneistaa pursotetusta alumiiniprofilista. Näin rungosta saadaan saumaton ja yksiosainen. Taakan ripustus tapahtuu yksinkertaisella nostosilmukalla, joka on kiinnitetty epäkeskisesti kiertyvään alapyörän kiristysmekanismiin.



**Kuva 20. Kolmas kokonaisratkaisuvaihtoehto**

Kuvassa 21 esitetty neljäs kokonaisratkaisuvaihto on merkitty morfologiseen matriisiin punaisella värillä. Tämän vaihtoehdon jousitus on samankaltainen kuin ensimmäinen kokonaisratkaisuvaihtoehdossa. Tässä vaihtoehdossa on kuitenkin käytetty koneistettua pursotettua alumiinista runkoa. Perusajatuksena tässä vaihtoehdossa on liittää yksinkertaiseen runkoon erilliset akselikokonaisuudet moottoreineen ja vaihteineen. Tällöin koonpano ja huollettavuus ovat helppoja. Moottoreina tässä vaihtoehdossa käytetään kahta pienitehoista moottoria. Jousitus on asetettu alapyörän kiristysmekanismin ja rungon pohjapinnan väliin. Taakka ripustetaan rungon pohjapintaan kiinnitettävään taivutettuun peltiin.



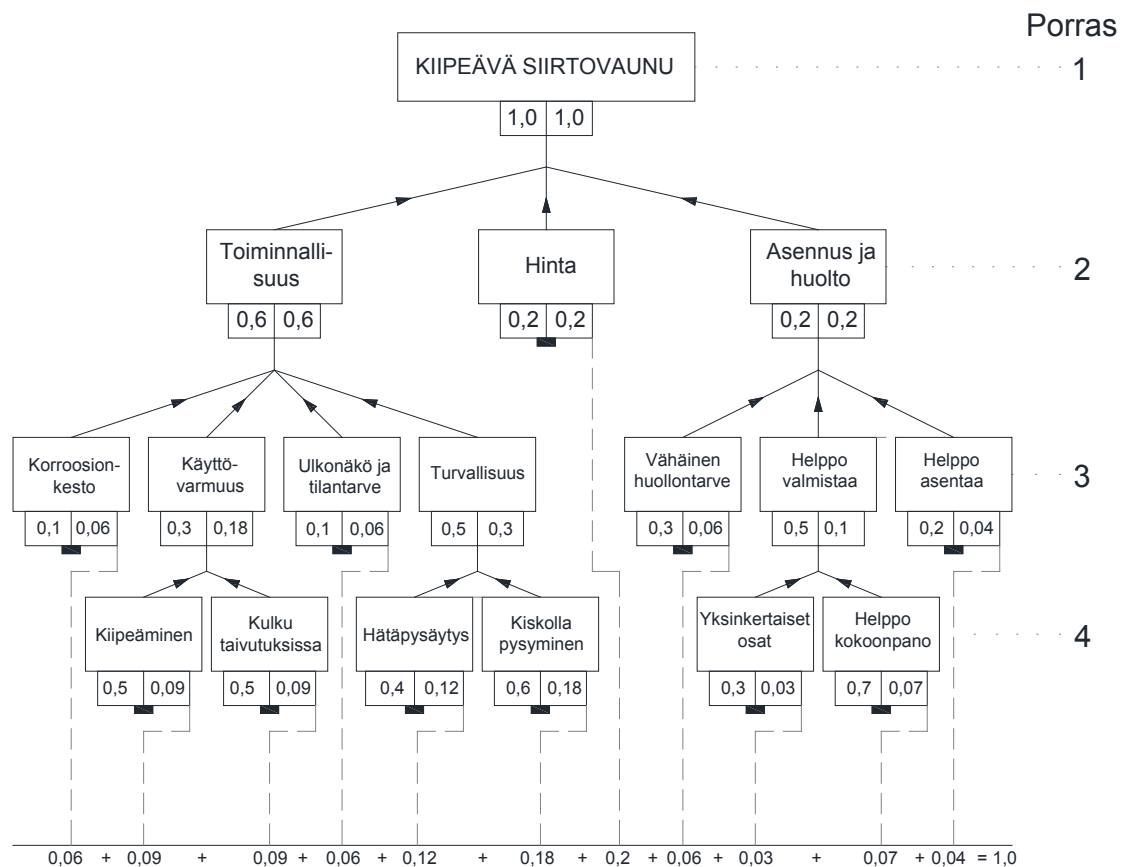
**Kuva 21. Neljäs kokonaisratkaisuvaihtoehto**



## 5.5 Sopivan ratkaisuvaihtoehdon valinta

Parhaan mahdollisen kokonaisratkaisuvaihtoehdon valinnassa käytetään apuna pistearviointia. Pistearvioinnissa käytettävät siirtovaunun arviointikriteerit ja niille määritetyt painokertoimet on esitetty kuvassa 22. Arviointikriteerit on muodostettu edellä esitettyjen askelten mukaisesti yhdessä yrityksen asiantuntijaryhmän kanssa. Painokertoimet eri arviointikriteereille on määritetty tehtävänasettelun ja vaatimusten perusteella. Painokertoimien määrittämisessä on myös hyödynnetty kokemuseräistä tietoa nykyisten siirtovaunujen toiminnasta.

Arviointikriteerien muodostamisen jälkeen siirtovaunun eri kokonaisratkaisuvaihtoehdoille on muodostettu arviointitaulukko (ks. Taulukko 7). Arviointitaulukkoon on koottu siirtovaunun arviointikriteerit painokertoimineen. Alustavien suunnitelmien ja laskelmien perusteella eri kokonaisratkaisuvaihtoehdoille on annettu pisteet asteikolla 0-10. Lopuksi jokaisen vaihtoehdon pisteet on laskettu yhteen ja eri vaihtoehdot on laitettu arvojärjestykseen kokonaispisteiden perusteella.



Kuva 22. Siirtovaunun arviointikriteerit ja niiden painokertoimet.

Taulukko 7. Eri kokonaisratkaisuvaihtoehtojen arviointitaulukko.

		1. konstruktio		2.konstruktio		3.konstruktio		4.konstruktio	
Arviointi-kriteerit	Paino-tus	pis-teet	paino-tetut	pis-teet	paino-tetut	pis-teet	paino-tetut	pis-teet	paino-tetut
Korroosionkesto	0,06	9	0,54	8	0,48	8	0,48	8	0,48
Varma kiipeäminen	0,09	9	0,81	9	0,81	4	0,36	10	0,9
Kulku taivutuksissa	0,09	6	0,54	9	0,81	4	0,36	7	0,63
Ulkonäkö ja tilantarve	0,06	8	0,48	6	0,36	10	0,6	5	0,3
Hätäpysäytys	0,12	8	0,96	9	1,08	7	0,84	8	0,96
Kiskolla pysyminen	0,18	9	1,62	8	1,44	7	1,26	9	1,62
Hinta	0,20	8	1,6	5	1	7	1,4	6	1,2
Vähäinen huollontarve	0,06	9	0,54	8	0,48	10	0,6	8	0,48
Yksinkertaiset osat	0,03	9	0,27	5	0,15	7	0,21	7	0,21
Helppo kokoonpano	0,07	7	0,63	5	0,35	9	0,63	8	0,56
Helppo asentaa	0,04	8	0,32	8	0,32	10	0,4	8	0,32
<b>Yhteispisteet</b>	<b>1,00</b>	90	8,17	80	7,28	83	7,14	84	7,66
<b>Suhteellinen hyvyys [%]</b>			82 %		73 %		71 %		77 %
<b>Arvojärjestys</b>			<b>1</b>		<b>3</b>		<b>4</b>		<b>2</b>

Edellä esitettyjen periaatteiden mukaisesti eri kokonaisratkaisuvaihtoehtojen heikot kohdat voidaan tunnistaa keskiarvoa pienimmistä arviointikriteerien pisteistä. Ensimmäisen konstruktion selkeimmät heikkoudet ovat kulku taivutuksissa ja valmistettavuus. Molemmat heikkoudet liittyvät tässä konstruktiossa käytettävään kiinteään hitsattuun levyleikkeistä muodostuvaan runkoon. Hitsaustyövaihe hidastaa kokoonpanoa ja hitsauksen aiheuttamat muodonmuutokset voivat tuottaa ongelmia runkoon liitettävien osien sopivuudessa.

Toisaalta levyleikkeistä valmistettu runko nostaa konstruktion pisteitä muiden arviointikriteerien kohdalla, koska levyleikkeet ovat edullisia ja niihin on helppo liittää osia pulttiliitoksien. Ensimmäinen konstruktion suurimpana vahvuutena voidaan pitää sen pisteiden tasaisuutta eri arviointikriteerien välillä. Pisteiden tasaisuus kuvastaa, että tämä ratkaisuvaihtoehto on hyvä kompromissi eri arviointikriteerien vaatimuksiin nähden.

Toisen konstruktion heikkouksia ovat selkeästi valmistettavuus ja hinta. Nämä heikkoudet johtuvat pääosin nivelrungosta. Nivelrunko muodostuu useista koneistetuista osista, jotka nostavat hintaa ja vaikeuttavat kokoonpanoa. Lisäksi runkorakenteen vuoksi akselit toimivat ulokepalkkeina, joka asettaa suuria lujuusvaatimuksia kulkupyörien laakeroinnille ja akseleille. Toisen konstruktion suurimmat vahvuudet ovat toiminnallisuudessa, koska nivelrunko kulkee kokemusten perusteella hyvin taivutuksissa. Lisäksi nivelrungolla kiipeäminen on varmatoimista jousituksen geometrian ja hyvien vipusuhteiden ansioista.

Kolmannen konstruktion kokonaispisteitä laskee huomattavasti epävarma toiminnallisuus. Jousituksen korvaaminen puhtaasti vain taakan avulla toimivalla kiristysmekanismilla on yhtäaikaaisesti tämän konstruktion suurin vahvuus ja heikkous. Jousituksen poistaminen yksinkertaistaa konstruktiota ja vähentää tarvittavien osien määrää. Kiipeämiseen ja kiskolla vakaasti kulkemiseen tarvittava normaalivoima kuitenkin vaihtelee suuresti ilman jousituksella saavutettavaa kulkupyörien esikiristystä vasten kiskoa. Tällöin siirtovaunun turvallinen kulkeminen kiskolla on epävarmaa erilaisissa käyttötilanteissa.

Neljännän konstruktion ongelmat liittyvät suurelta osin alumiiniseen pursotettuun runkoon. Pursotettu runko tekee rakenteesta yksinkertaisen, mutta rungon valmistuskustannukset nousevat korkeiksi etenkin pienten valmistuserien kohdalla pitkien asetusaikojen vuoksi. Lisäksi muiden osien liittäminen alumiiniseen runkoon on lujuuden kannalta ongelmallista. Samat runkoon liittyvät ongelmat koskevat myös kolmatta konstruktiota. Yksinkertainen ja pienikokoinen pursotettu runko mahdollistaa kuitenkin kahden moottorin käytön, mikä on muissa runkovaihtoehtoissa ongelmallista tilantarpeen vuoksi.

Arviointitaulukon ja kohtuullisesti onnistuneen 1. prototyypin perusteella jatkokehittelyyn valitaan ensimmäinen ratkaisuvaihtoehto. Tärkeimpinä perusteluina valinnalle ovat tämän kokonaisratkaisuvaihtoehdon tasaiset pisteet eri arviointikriteereissä ja vaihtoehdon paras sopivuus aiemmin esitetyn vaatimuslistan kiinteisiin vaatimuksiin nähden. Lisäksi tässä ratkaisuvaihtoehdossa ei alustavien tutkimuksien mukaan havaittu vakavia puutteita missään osatoiminnoissa toisin kuin kaikissa muissa kokonaisratkaisuvaihtoehtoissa. Tämä konstruktio on myös helppo valmistaa, mikä on toisaalta myös heikkous kopiointiriskin vuoksi.

## 6 Periaateratkaisun jatkokehitys

Konseptisuunnittelun eri vaiheiden avulla saavutettu kokonaisratkaisu pystytään lopullisesti arvioimaan vasta kun se muutetaan konkreettisempaan muotoon. Konkretisointi tarkoittaa sitä, että tehdään muun muassa alustavia materiaalivalintoja, mitoitusta ja tutkitaan erilaisia teknisiä toteutusvaihtoehtoja. Tätä suunnitteluvaihetta kutsutaan jatkokehittelyksi.

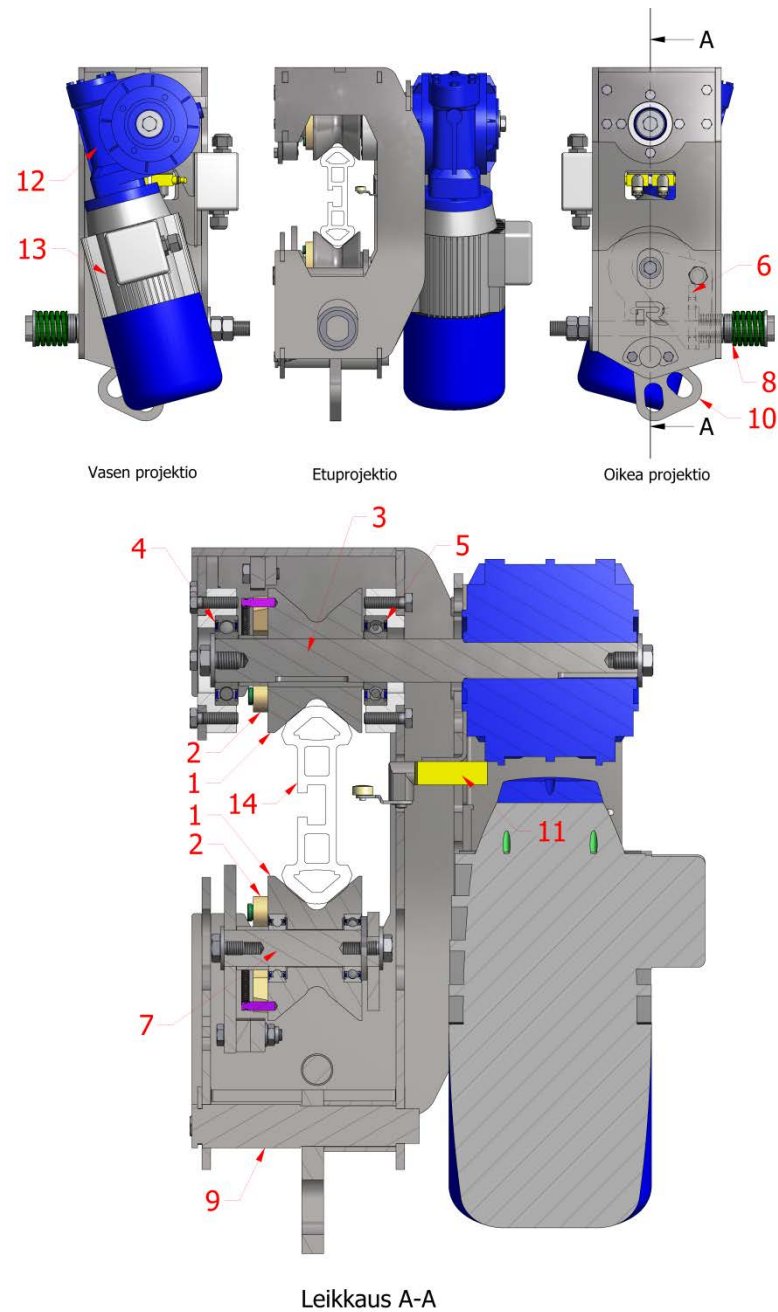
Jatkokehittelyvaiheessa edellä saavutettu konseptitason kokonaisratkaisu kehitetään valmiiksi tuotteeksi. Tämän saavuttamiseksi eri osatoimintojen ratkaisujen ongelmat on selvitettävä ja nämä ratkaisut on liitettävä toisiinsa toimivaksi kokonaisuudeksi. Seuraavissa alaluvuissa perehdytään uuden siirtovaunun tärkeimpiin jatkokehityskohteisiin ja esitellään jatkokehittelyn tuloksena saatu paranneltu konstruktio. Komponenttien lopullinen mitoitus ja materiaalivalinnat suoritetaan seuraavan luvun lujuusanalyysien perusteella.

### **6.1 Jatkokehittelyyn valitun ratkaisuvaihtoehdon analysointi**

Konseptisuunnittelun perusteella jatkokehittelyyn valittiin aiemmin kuvassa 18 esitetty konstruktio. Tämän periaateratkaisun pohjalta valmistettiin myös ensimmäinen karkea prototyyppi. Tämän prototyypin tarkoituksena oli selvittää valitun konseptin toimivuus ja jatkokehityskohteet. Ensimmäinen prototyyppi menestyi testeissä pääosin hyvin ja valitun konseptin todettiin olevan kehityskelpoinen. Useat konseptin osa-alueet kaipaavat kuitenkin vielä jatkokehittelyä ja viimeistelyä.

Tärkeimpiä jatkokehityskohteita ovat rungon rakenne, jousitus, hätäpysäytinmekanismi, laakerointi ja päätyrajakatkaisimet. Lisäksi jatkokehittelyvaiheessa tehdään alustavat materiaalivalinnat ja kehitetään konstruktion valmistettavuutta sekä huollettavuutta.

Näihin jatkokehityskohteisiin perehdytään tarkemmin seuraavissa alaluvuissa. Kuvassa 23 on esitetty jatkokehittelyn tuloksena saatu uuden siirtovaunun paranneltu rakenne.



**Kuva 23. Uuden siirtovaunun rakenne ja pääkomponentit.**

*Viittaukset kuvan 23 numerointiin:*

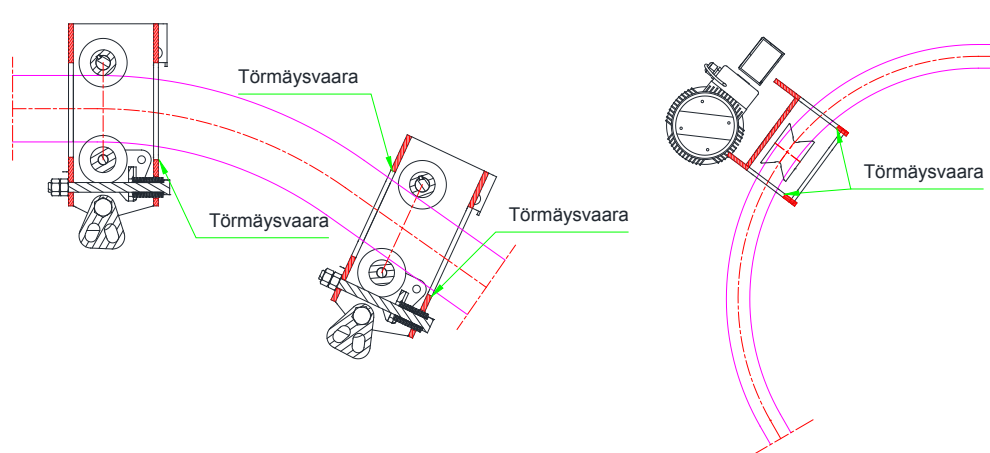
- |                                |                          |
|--------------------------------|--------------------------|
| 1. Kulkupyörät                 | 8. Jousitus              |
| 2. Häätäpysäytinmekanismi      | 9. Taakan ripustusakseli |
| 3. Yläakseli                   | 10. Taakkalenkki         |
| 4. Ulompi ylälaakerointi       | 11. Päätyrajakatkaisimet |
| 5. Sisempi ylälaakerointi      | 12. Vaihde               |
| 6. Alapyörän kiristysmekanismi | 13. Moottori             |
| 7. Ala-akseli                  | 14. RS137-kulkukisko     |

## 6.2 Rakenteen määrittelevät tekijät

Siirtovaunun eri komponenttien lopullinen rakenne ja mitat ovat riippuvaisia useista tekijöistä. Edellä esitetyn vaatimuslistan mukaisesti siirtovaunun on kuljettava moitteettomasti sekä suoralla, kaltevalla että pysty- tai vaakasuunnassa taivutetulla kiskolla. Lisäksi kiskon kiinnittämiseen käytettäville kannakkeille on jätävä riittävästi tilaa, eikä siirtovaunun osat saa törmätä kannakkeisiin tai kiskoon käyttötilanteissa. Siirtovaunun ulkomitat eivät saa myöskään ylittää vaatimuslistassa esitettyjä suurimpia arvoja ja siirtovaunun käsittelyn helpottamiseksi rakenteesta pyritään tekemään mahdollisimman kevyt.

Kuvassa 24 on esitetty miten kaltevalla ja taivutetulla kiskolla kulkeminen on huomioitava rungon suunnittelussa. Rungon sivulevyissä olevien aukkojen (ks. Kuva 23) on oltava riittävän suuret, jottei siirtovaunu törmää kiskoon tai kannakkeisiin erilaisissa tilanteissa. Aukkoja ei kuitenkaan voi suurentaa rajattomasti, koska sivulevyt kantavat suurimman osan runkoon kohdistuvista voimista. Siksi sivulevyjen aukkojen koko ja muoto on suunniteltava tarkasti.

Rungon leveyden pitäminen mahdollisimman pienenä vähentää myös rungon törmäysriskiä kiskon kanssa, koska tällöin rungon uloimmat osat oikaisevat mutkissa vähemmän. Rungon muoto ja aukkojen koko on optimoitu testien, siirtovaunun mallin ja myöhemmin esitettävän äärellisen elementtimenetelmä eli FEM-analyysin (*engl. Finite Element Method*) avulla.



Kuva 24. Esimerkkejä siirtovaunun rungon kriittisistä kohdista eri käyttötilanteissa.

Moottorin ja vaihteen sekä alapyörän kiristysmekanismin sovittaminen runkoon on myös otettava huomioon rungon suunnittelussa. Nämä komponentit määräävät pääosin siirtovaunun ulkomitat. Moottori ja vaihde muodostavat yhdessä lähes puolet siirtovaunun omapainosta ja siksi ne pyritään saamaan mahdollisimman lähelle kulkupyöriä, jolloin siirtovaunun omamassan painopiste saadaan mahdollisimman lähelle kiskon keskilinjaa. Tällöin siirtovaunu kulkee kiskolla vakaammin ja paremmassa asennossa ilman ulkoista taakkaa. Rungon lopulliset mitat ja muodot optimoidaan myöhemmin lujjuustarkasteluiden ja testien perusteella.

### **6.3 Jousitus ja alapyörän kiristinmekanismi**

Jousituksen on tarkoitus tasoittaa kiskon epätasaisuuksista johtuvia kuormitushuippuja. Lisäksi pyörien esikiristys vasten kiskoa varmistaa, että siirtovaunu lähtee turvallisesti kiipeämään kaltevalle kiskolle saapuessaan. Esikiristys myös vakauttaa siirtovaunun liikettä vaakasuoralla kiskolla ja mahdollistaa siirtovaunun kiipeämisen tyhjänä ilman ulkopuolisen kuorman tuomaa lisäkitkavoimaa.

Käyttökuormituksen lisäksi jousituksen jäykkyys määrää siirtovaunun kallistuskulman suuruuden suhteessa kiskoon. Oikea kallistuskulma on siirtovaunun kiipeämisen kannalta tärkeässä asemassa. Liian pieni kulma kasvattaa pyörävoimia kohtuuttoman suuriksi, jolloin koko rakenne rasittuu liikaa. Liian suurella kulmalla pyörävoimat ja sitä kautta kiipeämiseen tarvittava kitkavoima voivat jäädä liian pieniksi. Lisäksi liian suurella kallistuskulmalla siirtovaunun rakenteet törmäävät kiskoon.

Sopivan jousituksen valinta on edellä mainittujen asioiden vuoksi tärkeää siirtovaunun toiminnallisuuden kannalta. Nykyisissä Roslift -siirtovaunuissa jousitus on toteutettu progressiivisella lautasjousipakalla eli jousituksen jousivakio ei ole vakio koko joustomatkalla. Lautasjousipakan progressiivisuus on saatu aikaan käyttämällä kahdenlaisia lautasjousia, joilla on erisuuruinen jousivakio. Tällöin esikiristysvaiheessa jousipakan jousivakio on suhteellisen pieni, jolloin saadaan aikaan melko tasainen jousivoima pitkällä joustomatkalla. Kevyemmät lautasjouset painuvat kokonaan kasaan esikiristyksessä, jolloin jousipakan jousivakio nousee porrasmaisesti noudattamaan vahvempien jousien jäykkyyttä. (Lukkala 2007.) Tällä tavoin saavutetaan tasainen esikiristysvoima ja riittävä jäykkyys kiipeämistä varten.

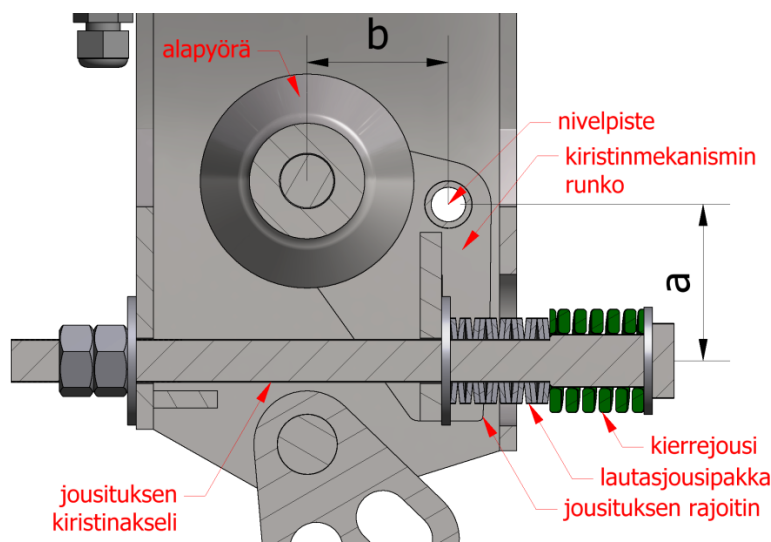
Lautasjouset ovat sopiva valinta myös uuden siirtovaunun jousitukseen, koska niillä saavutetaan ominaisuuksia, joita muilla jousityypeillä on lähes mahdotonta saavuttaa. Lautasjousten tilantarve on erittäin pieni ja jousten oikeanlaisella asettelulla saadaan aikaan lineaarista tai epälineaarista käyttäytymistä. (Collins 2003, s. 547.) Toisaalta lautasjousien käytössä on havaittu myös ongelmia. Ongelmat johtuvat lautasjousten korroosiota huonosti kestävästä materiaalista. Korroosiota paremmin kestäviä lautasjousia on olemassa, mutta ne ovat kalliita ja vaikeasti saatavilla.

Korroosion vuoksi lautasjouset kuoleentuvat eli menettävät jäykkyytensä ja jousto-ominaisuutensa. Kuoleentuminen nopeutuu, jos lautasjouset ovat jatkuvasti pohjaan puristuneina. Tämä vuoksi kevyempien lautasjousten käyttäminen esikiristysjousina on ongelmallista, koska esikiristysvoima heikkenee nopeasti pohjaan painuneissa jousissa. Tällöin jousitus ei toimi oikealla tavalla ja jousituksen huollon tarve kasvaa.

Uuden siirtovaunun jousituksen ja alapyörän kiristinmekanismin poikkileikkaus on esitetty kuvassa 25. Kuvasta nähdään, että jousitus toteutettiin kierrejousen ja lautasjousipakan avulla. Kaksiosaisen jousituksen avulla lautasjousien kuoleentumisongelmaa saadaan vähennettyä, koska lautasjouset eivät ole jatkuvasti pohjaan puristuneina. Esikiristysvoima on toteutettu lautasjousten sijaan kierrejousella. Esikiristysvaiheessa lautasjousia huomattavasti kevyempää kierrejoustusta puristetaan siihen asti kunnes lautasjouset osuvat kiristinakseliin sorvattuun olakkeeseen. Tämän jälkeen esikiristysjousi ei puristu käytössä enempää vaan jousituksen jäykkyys määräytyy jäykempien lautasjousien mukaan.

Lautasjousipakka koostuu sekä sarjaan että rinnan kytketyistä lautasjousista. Tällä tavoin jousituksesta on saatu riittävän jäykkä ja porrasmaisesti progressiivinen. Tilan säästämiseksi jousitus on sijoitettu vaakasuuntaan. Jousituksen voimat välitetään alapyörälle liikkuvan kiristinmekanismin rungon välityksellä, joka on kiinnitetty nivelpisteen avulla siirtovaunun runkoon. Alapyörän liiallista joustamista rajoittavat kiristinmekanismin rungon muodot, jotka tukeutuvat siirtovaunun runkoon kun määrätty suurin jousto on saavutettu.





Kuva 25. Alapyörän kiristinmekanismin poikkileikkaus.

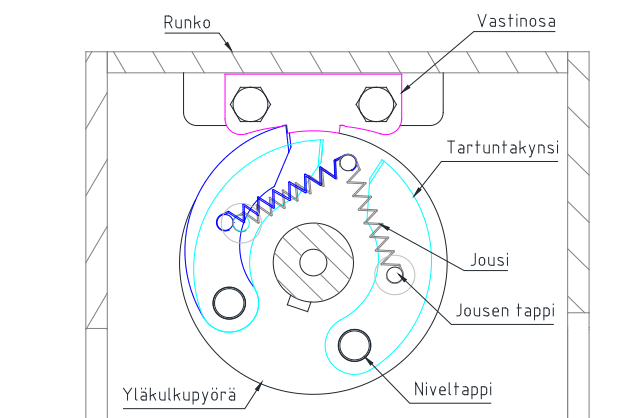
## 6.4 Kulkupyörät ja hätäpysäytinmekanismi

Kulkupyörissä ja hätäpysäytinmekanismeissa hyödynnetään osittain nykyisessä Roslift 500 -siirtovaunussa toimiviksi todettuja ratkaisuja. Kulkupyörien ulkogeometriassa käytetään samaa patentoitua geometriaa kuin Roslift 500 -siirtovaunussa, koska tämä geometria on suunniteltu käytettävälle RS137-kiskolle ja se on kokemusperäisesti todettu toimivaksi. Myös hätäpysäytinmekanismin komponentit ovat vastinosaa lukuun ottamatta samoja kuin Roslift 500 -siirtovaunussa.

Kuvassa 26 on esitetty uuden siirtovaunun yläpyörän hätäpysäytinmekanismi. Samaa ratkaisua käytetään myös alapyörässä. Kuvan hätäpysäytinmekanismin tartuntakynnet on kiinnitetty suoraan kulkupyörään niveltappien avulla. Lisäksi tartuntakynsien keskellä on pienemmät tapit, joihin kiinnitetään jousi. Jousen tarkoituksena on estää kynsien aukeaminen ja mekanismin laukeaminen normaalikäytössä. Jousien jäykkyys ja tartuntakynsien massa on mitoitettu siten, että tartuntakynnet avautuvat keskipakovoiman ansiosta vasta kun normaalia kulkunopeutta suurempi ylinopeus on saavutettu.

Ylinopeustilanteessa avautunut kynsi törmää rungon kattoon kiinnitettyyn vastinosaan pysäyttäen pyörimisliikkeen. Uuteen siirtovaunuun kehitettiin uusi vastinosa, koska Roslift 500 -siirtovaunun vastinosa on aiheuttanut käytössä ongelmia. Ongelmat liittyvät vastinosassa käytettävään hidastinmuoviin, joka suuren tilantarpeensa vuoksi saattaa törmätä kannakkeisiin. Tämä aiheuttaa hätäpysäytinmekanismin virheellisen laukeamisen ja rikkoutumisen.

Hidastinmuovin tarkoituksena on pehmentää pysäytystä, mikä on perusteltua Roslift 500 -siirtovaunun kohdalla, koska se kiipeää pystysuoraan. Uuden siirtovaunun suurin kiipeämiskulma on kuitenkin huomattavasti pienempi, jolloin hätäpysäytyksestä aiheutuvat voimat ovat myös paljon pienemmät kuin Roslift 500 -siirtovaunun kohdalla. Tämän vuoksi uuden siirtovaunun vastinosasta jätettiin hidastinmuovi pois ja tilalle kehitettiin uudenlainen vastinosa.



**Kuva 26 Uuden siirtovaunun yläpyörän hätäpysäytinmekanismin rakenne.**

Uusi vastinosa on yksinkertainen levyleike, joka on muotoiltu tartuntakynsille sopivaksi. Sen muodot myös tukevat tartuntakynntä pyörän säteissuunnassa, mikä estää hätäpysäytinmekanismin rikkoutumisen sen lauetessa. Uuden vastinosan ansiosta kannakkeelle jää huomattavasti enemmän tilaa kuin hidastinmuovin kanssa. Lisäksi yksinkertainen levyleike on erittäin edullinen valmistaa. Myöhemmin esitettävien testien perusteella uusi hätäpysäytinmekanismi toimi käytännössä luotettavasti.

## 6.5 Laakerointi

Uuden siirtovaunun yläakselin laakerointiin mietittiin useita eri ratkaisuja. Aluksi laakereiksi valittiin aiemmin esitetyssä kuvassa 18 näkyvät laippalaakerit. Laippalaakereiden avulla erillisiä laakeripesiä ei olisi tarvittu. Jatkokehittelyssä laippalaakereiden kiinnittäminen runkoon osoittautui haastavaksi niiden vaatimien suurikokoisten kiinnityspulttien vuoksi ja siksi niistä luovuttiin. Toisena ratkaisuna mietittiin vaihteen laakeroinnin hyödyntämistä, mutta suurien laakerivoimien vuoksi vaihteen laakeiden kantokyky todettiin riittämättömäksi. Lopulta parhaana vaihtoehtona valittiin erillisillä laakeripesillä kiinnitetyt urakuulaakerit (ks. Kuva 23). Alakulkupyörässä urakuulalaakerit voitiin upottaa yksinkertaisesti suoraan pyörään, koska alakulkupyörä ei ole vetävä.

Urakuulalaakerit sopivat valittuun konstruktion hyvin, sillä niillä on suhteellisen hyvä säteiskuormankantokyky ja ne kantavat kohtuullisesti kuormaa myös aksiaalissuunnassa. Tällöin erillisiä painelaakereita ei tarvita aksiaaliskuorman kantamiseen, mikä yksinkertaistaa laakerointia. Lisäksi muita käyttökelpoisia laakerityyppejä, kuten rullalaa- kereita, ei valmisteta täysin suojattuina ja huoltovapaina versioina. Tällöin muiden laa- kerityyppien yhteydessä laakerointia tulisi huoltaa tai laakerointi tulisi vaihtoehtoisesti suojata erillisillä komponenteilla. (Schaeffler.) Siksi urakuulalaakerit ovat ylivoimaises- ti kustannustehokkain vaihtoehto siirtovaunun laakereiksi.

Yläakselin laakeripesät on kiinnitetty pulttiliitoksin suoraan siirtovaunun runkoon. Ak- selin rasiusten pienentämiseksi laakeripesät on sijoitettu rungon sisäpuolelle mahdolli- simman lähelle kulkupyörää. Rungon hitsauksesta johtuvien mahdollisten muodonmuu- tostien vuoksi ulompi laakeripesä on kiinnitetty irrotettavaan levyyn. Tällöin laakerilinja voidaan säätää tarkasti kohdalleen ennen irrotettavan levyn kiristämistä. Vaihteen kiin- nitys on niin sanotusti kelluva eli vaihde on tuettu runkoon vain tangentiaalissuunnassa. Tällä tavoin akselin tuennassa vältetään staattisesti määräämättömältä rakenteelta, joka voisi rasittaa akselia arvaamattomasti.

## **6.6 Päätyrajakatkaisimet**

Nykyisissä siirtovaunuissa päätyrajakatkaisimien sijoittaminen rungon ulkopuolelle on aiheuttanut ongelmia. Luvussa 4.1 kuvailtujen ongelmien ehkäisemiseksi uuden siirto- vaunun päätyrajakatkaisimet on sijoitettu rungon sisään siirtovaunun pyrähdyskeskipis- teeseen (ks. Kuva 23). Tällöin niiden sijainti suhteessa kulkukiskoon pysyy vakiona kaikissa käyttötilanteissa. Lisäksi päätyrajakatkaisimet ovat näin suojassa rungon ja moottorin välissä, jolloin ne eivät ole rikkoutumisvaarassa siirtovaunua käsiteltäessä.

## **6.7 Valmistettavuus ja huollettavuus**

Uuden siirtovaunun hyvä valmistettavuus ja huollettavuus on pyritty huomioimaan kaikkien osatoimintojen toteutuksessa. Edellä esitetyn vaatimuslistan mukaisesti siirto- vaunun on oltava mahdollisimman helppo valmistaa ja huollontarpeen on oltava vähäis- tä vaativista käyttöolosuhteista huolimatta. Valmistettavuus ja huollontarpeen vähentä- minen on myös huomioitu seuraavan alaluvun materiaalivalinnoissa.

Siirtovaunun kokonaisrakenne on suunniteltu kokoonpanon kannalta helpoksi. Yläakseliston osat voidaan koota erillisenä moduulina valmiiksi akseliin ja tämä kokonaisuus voidaan liittää runkoon irrotettavan yläsivulevyn ansiosta. Alapyörästä voidaan myös koota omana moduulinaan kiristinmekanismin runkoon ennen tämän kokonaisuuden liittämistä siirtovaunuun. Lisäksi hätäpysäytinmekanismin osat voidaan liittää etukäteen kulkupyöriin sekä ylä- että ala-akselistossa.

Sähköosat ja voimansiirron komponentit eli moottori, vaihde ja päätyrajakatkaisimet voidaan myös kytkeä erillään ja liittää kokonaisuutena siirtovaunuun vain yhden kiinnityspultin avulla. Liitteessä 2 on esitetty siirtovaunun pääkokoonpanon ja siihen liitettävien moduulimaisten alikokoonpanojen piirustukset. Kokoonpanoa helpottaa myös rungon levyleikkeisiin lisätyt ohjauspalat ja niitä vastaavat ohjausreiät. Näiden avulla osat asettuvat varmasti oikeille paikoilleen ja hitsausprosessi helpottuu.

Moduulimainen rakenne helpottaa myös huoltoa, sillä vian ilmaantuessa edellä mainitut moduulit on helppo irrottaa myös siirtovaunun ollessa kiskolla. Esimerkiksi sähkövian ilmentyessä sähkökomponenttien muodostama moduuli voidaan irrottaa muusta rakenteesta helposti avaamalla vain yksi pultti ja lähettää korjattavaksi. Kokoonpanotyö on myös helppo jakaa eri toimijoiden kesken, koska esimerkiksi sähkökomponentit ja mekaaninen rakenne voidaan valmistaa riippumatta toisistaan.

## **6.8 Materiaalivalinnat ja niihin vaikuttavat tekijät**

Siirtovaunun vaatimuksissa (ks. luku 4) ei suoraan määritellä mitä materiaaleja lopullisessa konstruktiossa tulisi käyttää. Siksi materiaalivalinnat voidaan toteuttaa vapaasti, mutta materiaalivalintojen tulee olla perusteltuja. Siirtovaunun materiaaleilta vaaditaan hyvää mekaanista lujuutta, jotta siirtovaunun koolle ja painolle asetetut vaatimukset voidaan täyttää. Lisäksi valmistuskustannukset pyritään minimoimaan, vaikka rakenteen turvallisuus onkin aina etusijalla. Käytettävien materiaalien pitää kestää hyvin korroosiota, koska siirtovaunun on kestävä jatkuvia vaativia olosuhteita koko sen suunnitteluiän.

Lähtökohtaisesti kaikissa kiinnityselimissä ja laakereissa käytetään vain ruostumattomasta tai haponkestävästä teräksestä valmistettuja komponentteja. Poikkeuksena ovat alapyörän kiristysmekanismien lautasjouset, jotka ovat valmistettu jousiteräksestä EN-10089 50CrV4, jonka korroosionkesto ilman pintakäsittelyä on heikko (Meconet 2014, s. 171). Lautasjousten pinta on fosfatoitu, mutta tämä pinnoite ei suojaa korroosiolta vaativissa olosuhteissa (Meconet 2014, s. 220). Kokemusperäisesti on kuitenkin todettu, ettei lautasjousten mahdollinen korroosio aiheuta turvallisuusriskiä, vaan lähinnä ulkonäköhaittoja. Lisäksi ruostuneet lautasjouset on helppo vaihtaa määräaikaishuollon yhteydessä.

Luvun 7.5 laskelmissa on määritetty akseleilta vaadittavat vähimmäislujuudet eri kuorimitustapauksissa. Näitä tuloksia on käytetty akseleiden pääasiallisena materiaalien valintakriteerinä. Toinen tärkeä valintakriteeri on valmistuskustannukset. Valintakriteerien perusteella akseleiden materiaaliksi valittiin austeniittis-ferriittinen ruostumaton Duplex-teräs. Vaihtoehtoisesti akselimateriaalina olisi voitu käyttää kovakromattua hiiliterästä, mutta valmistuskustannukset osoittautuivat liian suuriksi. Toinen vaihtoehtoinen materiaali oli nuorrutusteräkset, joiden lujuus on riittävä ja valmistuskustannukset suhteellisen alhaiset. Tämän teräslaadun korroosionkesto todettiin kuitenkin riittämättömäksi siirtovaunun lopullisen rakenteen vuoksi, jossa akselit ovat pääosin suojaamattomina.

Kulkupyörien materiaaliksi valittiin austeniittinen ruostumaton teräs, koska ruostumattomasta teräksestä valmistetut pyörät on todettu toimiviksi aiemmissa kiskokokeissa. Kulkupyörien materiaaliksi harkittiin myös alumiiniseoksia, mutta aiemmissa kestopokeissa on osoitettu, että alumiinisen pyörän kuluminen on liian voimakasta vasten alumiinikiskoa. Eräänä ratkaisuna tähän ongelmaan on käytetty kova-anodisoituja alumiinipyöriä, mutta tässä tapauksessa perusmateriaalin lujuus todettiin riittämättömäksi.

Rungon materiaaliksi oli käytännössä kolme vaihtoehtoa: hiiliteräs kuumasinkkipinnoitteella, ruostumaton teräs tai alumiini. Alumiinisen levyrakenteen käyttö jatkokehittelyyn valitussa ratkaisuvaihtoehdossa ei ollut mahdollista riittämättömän lujuuden ja liittämisiongelmien vuoksi. Konseptisuunnitteluvaiheessa harkittiin myös alumiinista valurunkoa ja pursotetusta alumiiniprofiilista valmistettua runkoa, mutta nämä vaihtoehdot hylättiin suurten aloituskustannusten vuoksi.

Rungon lujuuden ja lopullisen rakenteen perusteella materiaaliksi valittiin austeniittinen ruostumaton teräs. Hiiliteräs oli myös varteen otettava vaihtoehto, mutta ruostumaton teräs todettiin tutkimuksissa paremmaksi vaihtoehdoksi korkeammasta raaka-ainehinnasta huolimatta. Perusteluina ruostumattoman teräksen valinnalle oli parempi ulkonäkö, korroosionkesto ja valmistustekniset edut. Kustannusarviovertailun (ks. Taulukko 8) perusteella ruostumattoman teräksen käytöstä aiheutuvat lisäkustannukset todettiin siirtovaunun kokonaiskustannusten suhteen merkityksettömiksi.

**Taulukko 8. Rungon materiaalivaihtoehtojen kustannusarviovertailu.**

	<b>Ruostumaton teräs</b>	<b>Hiiliteräs</b>
<b>Raaka-aine</b>	160 €	100 €
<b>Hitsaus</b>	40 €	35 €
<b>Pintakäsittely</b>	35 € (sähkökiillotus)	20 € (kuumasinkki)
<b>Pintakäsittelyn jälkeiset käsittelyt</b>	0 €	35 €
<b>Yhteensä</b>	<b>235 €</b>	<b>190 €</b>

Ruostumattoman teräksen valmistustekniset edut hiiliteräkseen verrattuna liittyivät lähinnä hiiliteräksen yhteydessä vaadittuun kuumasinkkipinnoitteeseen. Kuumasinkkipinnoitteen todettiin aiheuttavan merkittäviä ongelmia siirtovaunun kokoonpanovaiheeseen. Ongelmat johtuvat pääosin kuumasinkkipinnoitteen epätasaisuudesta. Pinnoitteen epätasaisuus aiheuttaa ongelmia muun muassa liitettävien osien toleransseissa.

Lisäksi pinnanlaadun vaihtelut voivat heikentää laakerointia, koska laakeripesät kiinnitetään suoraan rungon pintaan, jolloin pinnan epätasaisuudet aiheuttavat haitallista poikkeamaa akselilinjaan. Kuumasinkkipinnoite voi myös täyttää esiporattuja reikiä, jolloin niiden avaaminen hidastaa kokoonpanoprosessia. Kuumasinkkipinnoitteen antama korroosiosuoja on hyvä, mutta se heikkenee pitkällä aikavälillä pinnoitteen kemiallisen ja mekaanisen kulumisen vuoksi.

Taulukkoon 9 on koottu siirtovaunun tärkeimpien komponenttien materiaalit. Tämän perusteella valittujen ja vaihtoehtoisten materiaalien ominaisuudet on kerätty taulukkoon 10. Ruostumattomien terästen materiaaliarvot ovat pääosin peräisin niitä käsittelevistä standardeista SFS-EN 10088-4 (2009) ja SFS-EN 10088-5 (2009).

Tämän lisäksi väsymislujuusarvot on saatu aiheeseen erikoistuneista julkaisuista (Howard 1986, s. 238; NIDI, s. 9). Alumiiniseosten arvot ovat puolestaan peräisin alumiineja käsittelevästä standardista SFS-EN 755-2 (2013). Nuorrutusterästen materiaaliarvot on saatu valmistajien aineodistuksista. Osalle materiaaleista on laskettu lisäksi taivutusmyötölujuus luvussa 3.4 esitetyllä kaavalla (6). Materiaaliominaisuuksia hyödynnetään myöhemmin tässä tutkimuksessa lujuuslaskelmien yhteydessä.

**Taulukko 9. Siirtovaunun komponenteille valitut materiaalit.**

Käyttökohde	Materiaali	Kuvaus
Akselit	EN 1.4460 (AISI 329)	Ruostumaton Duplex-teräs
Akselit, vaihtoehtoinen	EN 1.4410 (S32750)	Ruostumaton Duplex-teräs
Akselit, vaihtoehtoinen	EN 1.6582 (34CrNiMo6)	Nuorrutusteräs
Laakeripesä	EN-AW6063-T6	Alumiiniseos
Kiskopyörät	EN 1.4301 (AISI 304)	Austeniitiinen ruostumaton teräs
Runko	EN 1.4301 (AISI304)	Austeniitiinen ruostumaton teräs
Kiristinmekanismin runko	EN 1.4301 (AISI304)	Austeniitiinen ruostumaton teräs
Jousituksen kiristinakseli	EN 1.4301 (AISI304)	Austeniitiinen ruostumaton teräs
Akselikiila	E335GC	Kiilateräs
Kiinnikeruuvit/-pultit	X5CrNiMo	Haponkestävä teräs (A4)
Taakan ripustusakseli	EN.14460 (AISI 329)	Ruostumaton Duplex-teräs
Taakkalenkki	EN 1.4301 (AISI 304)	Austeniitiinen ruostumaton teräs

**Taulukko 10. Eri materiaalivaihtoehtojen ominaisuuksia.**

Materiaali	Kimmo- moduuli	Liuku- moduuli	Myötö- lujuus	Murto- lujuus	Taivutus- myötö- lujuus	Väsymis- lujuus
	[GPa]	[GPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
EN 1.4460 (AISI 329)	200	76,9	450	620	666	320
EN 1.4410 (S32750)	200	76,9	530	720	689	385
EN 1.6582 (34CrNiMo6)	205	78,8	900	1100	1010	565
EN 1.4301 (AISI 304)	200	76,9	220	520	346	241
EN-AW6063-T6	70	26,3	170	215	-	-
EN-AW6005A-T6	70	26,3	215	260	-	-
EN-AW6082-T6	70	26,3	260	310	-	-
X5CrNiMo (A4)	200	76,9	550	650	-	-
E335GC	205	78,8	490	690	590	350

## 7 Mekaniikkasuunnittelu ja viimeistely

Siirtovaunun jatkokehitykseen kuuluu oleellisena osana kriittisten komponenttien lujuusanalyysit. Lujuusanalyysien tarkoituksena on varmistaa kehitetyn konstruktion turvallisuus ja toiminnallisuus. Monimutkaisten ja osin tuntemattomien kuormitusten vuoksi laskennan tukena suoritetaan myös lukuisia käytännön kokeita. Tämän vuoksi uudesta siirtovaunusta rakennetaan kolme eri prototyyppiä. Kahden ensimmäisen prototyypin tarkoituksena oli yksinkertaisesti todentaa konseptin toimivuus ja tutkia konstruktion heikkoja kohtia. Prototyyppien avulla siirtovaunun rakenne voidaan optimoida vaatimuksiin sopivaksi.

Kokeiden perusteella siirtovaunun geometriasta luodaan parannettu malli, jonka soveltuvuutta vaatimuksiin analysoidaan matemaattisin menetelmin. Kokeiden avulla teoreettisen analyysin tulokset voidaan todentaa ja varmistaa laskennassa tehtyjen oletusten oikeellisuus. Lujuusanalyysiin perusteella siirtovaunun geometriaa optimoidaan edelleen ja lopullisesta geometriasta luodaan kolmas ja viimeinen prototyyppi. Tälle lopulliselle prototyypille suoritetaan vaadittavat lujuus-, kestävyys- ja toiminnallisuuskokeet lopullisten suunnittelutulosten todentamiseksi käytännössä. Kokeiden ja suunnittelun tuloksia käydään tarkemmin läpi luvussa 8.

Siirtovaunun kriittisten komponenttien lujuuslaskenta on suoritettu käyttämällä apuna MathCad -laskentaohjelmistoa. Lisäksi monimutkaisille levyrakenteille suoritettiin FEM-analyysi. Pyörävoimien ratkaisussa käytetään hyväksi myös Matlab-ohjelmistolla luotua numeerista ratkaisijaa. Seuraavissa alaluvuissa käydään pääpiirteissään läpi tärkeimpien komponenttien lujuuslaskut ja esitellään FEM-analyyseilla saatuja tuloksia. Tarkemmat laskut on esitetty liitteen 1 laskentaohjelmiston tuloksissa.

### **7.1 Kriittiset sallitut jännitykset ja käytettävät varmuuskertoimet**

Luvussa 3.3 perehdyttiin standardin SFS-EN 1808 määrittämiin kuormitustapauksiin ja materiaalien varmuuskertoimiin. Ennen varsinaisten lujuuslaskujen suorittamista määritellään tämän standardin mukaiset kriittiset kuormitustapaukset ja sallitut jännitykset laskennan kannalta oleellisille materiaaleille. Eri kuormitustapauksien kuorman ja materiaalien turvakertoimien tulot on laskettu alla olevaan taulukkoon 11.



Taulukko 11. Eri kuormitustilanteiden ja materiaalien turvakertoimien tulot.

	Kuormitustapaus		
	1	2	3
<b>Teräs, myötörajatila</b>	$1,25 \cdot 1,5 = 1,9$	$1,5 \cdot 1,33 = 2,0$	$2,5 \cdot 1,0 = 2,5$
<b>Teräs, murtorajatila</b>	$1,25 \cdot 4,0 = 5,0$	$1,5 \cdot 2,2 = 3,3$	$2,5 \cdot 1,5 = 3,8$
<b>Alumiini, myötörajatila</b>	$1,25 \cdot 1,65 = 2,1$	$1,5 \cdot 1,46 = 2,2$	$2,5 \cdot 1,15 = 2,9$
<b>Alumiini, murtorajatila</b>	$1,25 \cdot 2,2 = 2,8$	$1,5 \cdot 2,0 = 3,0$	$2,5 \cdot 1,5 = 3,8$

Taulukon 11 arvojen perusteella voidaan todeta, että kokonaisturvakerroin on kaikissa tilanteissa suurempi kuormitustapauksessa 3 kuin kuormitustapauksessa 2. Nämä kuormitustapaukset ovat matemaattisen tarkastelun suhteen identtiset. Tämän vuoksi kuormitustapaus 2 voidaan jättää epäoleellisena pois. Kuormitustapaus 1 on teräksen murtorajatilatarkastelun suhteen kriittisin. Lisäksi vaakavoiman vaikutus huomioidaan vain kuormitustapauksessa 1. Tämän vuoksi kuormitustapaus 1 on huomioitava kaikissa lujuustarkasteluissa kuormitustapauksen 3 rinnalla.

Taulukkoon 12 on puolestaan laskettu lujuustarkasteluiden kannalta oleellisten materiaalien sallitut jännitykset eri tapauksissa. Lisäksi taulukon viimeisille riveille on koottu kriittisimmät sallitut jännitykset. Lujuustarkastelujen perusteella saatuja komponenteissa vaikuttavia jännityksiä verrataan näihin kriittisiin sallittuihin jännityksiin. Tällöin lasketun turvakertoimen on oltava vähintään yksi.

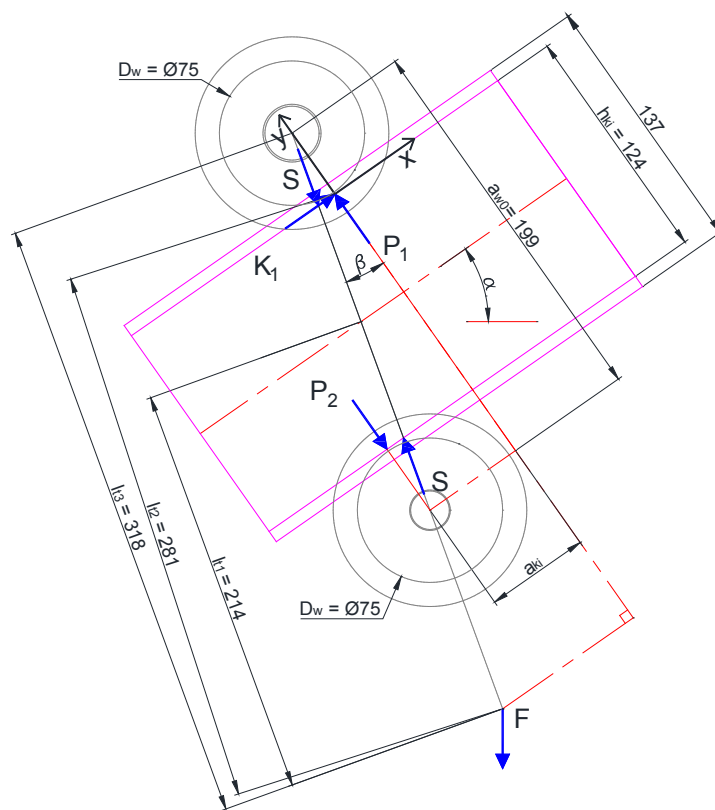
Taulukko 12. Materiaalien sallitut jännitykset.

	EN-AW 6363 T6	AISI 304	AISI 329
	[MPa]	[MPa]	[MPa]
<b>KT1<sup>(*)</sup>, myötörajatila</b>	103	147	300
<b>KT1, murtorajatila</b>	98	130	155
<b>KT3, myötörajatila</b>	148	220	450
<b>KT3, murtorajatila</b>	143	347	413
<b>KT1, kriittinen sallittu jännitys</b>	<b>98</b>	<b>130</b>	<b>155</b>
<b>KT3, kriittinen sallittu jännitys</b>	<b>143</b>	<b>220</b>	<b>413</b>
<sup>(*)</sup> KT = kuormitustapaus			

## 7.2 Pyörävoimien laskentamenetelmät

Siirtovaunun kaikkien komponenttien kuormitukset ovat riippuvaisia pyörävoimien arvoista. Tämän vuoksi ennen muiden komponenttien lujuustarkasteluita pyörävoimien laskentaperiaatteet on selvitettävä. Pyörävoimien laskenta on haastavaa sen epälineaarisuuden ja useiden muuttujien vuoksi. Siirtovaunun geometriset mitat vaihtelevat kuormituksen ja kiskon kuluneisuuden mukaan. Kiskossa saattaa olla myös valmistusteknisistä syistä johtuvia mittavaihteluita. Lisäksi kiskon ja kulkupyörien välinen kitkakerroin vaikuttaa merkittävästi laskennan tuloksiin ja kitkakertoimen tarkka määrittäminen on tutkimuksen tilanteessa haastavaa.

Kuvassa 27 on esitetty siirtovaunun voimasysteemi. Kuvassa esitetyt mitat pätevät uudella kiskolla ja ne muuttuvat, kun kisko kuluu. Tämän vuoksi kiskon kuluessa siirtovaunu myös kallistuu enemmän kiskoon nähden kuin uudella kiskolla. Tällöin myös pyörävoimat muuttuvat. Myöhemmissä laskelmissa on kuitenkin osoitettu, että pyörävoimat pienenevät, jos siirtovaunu kallistuu enemmän kiskoon nähden. Tämän vuoksi pyörävoimat ovat suurimmillaan uudella kiskolla, jonka vuoksi kuvan 27 mukainen tilanne sopii lujuuslaskujen perustaksi.



Kuva 27. Siirtovaunun voimasysteemi.

Alapyörän kiristysmekanismin ansiosta siirtovaunun rakenne on joustava. Ylä- ja alapyörän välistä aukeamaa vastustaa jousivoima, mutta aukeaman kasvaessa riittävän suureksi rajoitinmekanismi lukitsee aukeaman maksimiarvoonsa. Maksimiaukeaman saavuttamisen jälkeen rakenne noudattaa jäykän kappaleen mekaniikkaa. Pyörävoimien määrittäminen helpottuu olettamalla aluksi mekanismi jäykäksi ja lisäämällä tällä tavoin saavutettaviin voimayhtälöihin jousen vaikutus, kuten seuraavissa alaluvuissa tullaan menettelemään.

### 7.2.1 Jäykän vipumekanismin voimat

Pyörävoimien ratkaiseminen aloitetaan redusoimalla taakan aiheuttamat voima  $F$  voimasysteemin origoon (ks. Kuva 27). Tällöin voima on ensin jaettava x- ja y-akselin suuntaisiin komponentteihin seuraavasti:

$$F_x = \sin(\alpha) \cdot F \quad \text{ja} \quad F_y = \cos(\alpha) \cdot F. \quad (20) \text{ ja } (21)$$

Taakan voimakomponenttien vipuvarret voidaan ratkaista kuvan 27 geometrian perusteella:

$$l_{F_x} = \cos(\beta) \cdot l_{t3} - \frac{D_{w0}}{2} \quad \text{ja} \quad l_{F_y} = \sin(\beta) \cdot l_{t3}. \quad (22) \text{ ja } (23)$$

Tällöin taakan aiheuttamaksi momentiksi saadaan:

$$M_F = F_x \cdot l_{F_x} - F_y \cdot l_{F_y}. \quad (24)$$

Myös alapyörävoiman vipuvarsi voidaan ratkaista kuvan 27 geometrian perusteella:

$$l_{P_{2x}} = \tan(\beta) \cdot a_{wo}. \quad (25)$$

Tämän jälkeen voidaan kirjoittaa voima- ja momenttitasapainoehdot origon suhteen:

$$M_F - P_{2F} \cdot l_{P_{2x}} = 0, \quad (26)$$

$$P_{1F} - P_{2F} - F_y = 0 \quad \& \quad (27)$$

$$K_{1F} - F_x = 0 \quad (28)$$

Momenttitasapainoehdosta voidaan ratkaista taakan aiheuttama kiskoa vastaan kohtisuora alapyörävoima:

$$P_{2F} = \frac{M_F}{l_{P_{2x}}}. \quad (29)$$

Tämän jälkeen kiskoa vastaan kohtisuora yläpyörävoima voidaan ratkaista sijoittamalla yhtälö (29) yhtälöön (27):

$$P_{1F} = P_{2F} + F_y. \quad (30)$$

### 7.2.2 Jousien vaikutus

Jousivoima painaa alapyörää vasten kiskoa (ks. Kuva 28). Kuvan 27 voimasysteemin mukaisesti samansuuruinen jousivoima vaikuttaa myös yläpyörään. Voimasysteemin mukaisessa tasapainoasemassa vain jousituksen esikiristysvoima vaikuttaa suoraan pyörävoimiin. Jousen jäykkyys ja sen puristumisesta aiheutuva jousivoima vaikuttavat vain siirtovaunun kallistuskulman  $\beta$  suuruuteen erilaisissa kuormitustilanteissa, eivät suoraan pyörävoimien suuruuteen.

Kokonaisjousivoiman yhtälö on seuraava:

$$S = S_0 + k_{red} \cdot \Delta a_w, \quad (31)$$

jossa  $S_0$  on jousituksen esikiristysvoima redusoituna alapyörään,  $k_{red}$  on jousivakio redusoituna alapyörään ja  $\Delta a_w$  on akselivälin muutos. Tällöin esikiristysvoima aiheuttaa voiman ja vastavoiman periaatteen mukaisesti kiskoa vastaan kohtisuoran tukireaktion alapyörään:

$$P_{2J} = \cos(\beta) \cdot S_0. \quad (32)$$

Koska alapyörä on vapaa, niin siihen ei synny kiskon-suuntaista tukireaktiota. Kiskon-suuntaisen jousivoimakomponentin tukireaktio syntyy sen sijaan yläpyörään seuraavasti:

$$K_{1J} = \sin(\beta) \cdot S_0. \quad (33)$$

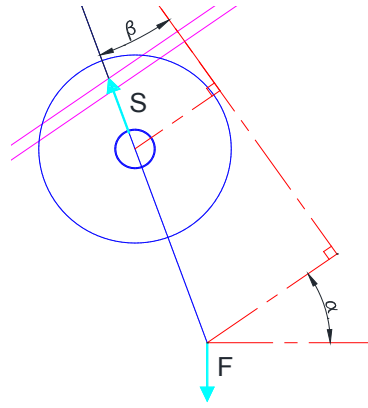
Lisäksi, jotta siirtovaunu olisi tasapainossa, syntyy yläpyörään samansuuruinen kiskoa vastaan kohtisuora tukireaktio kuin alapyörään:

$$P_{1J} = P_{2J} = \cos(\beta) \cdot S_0. \quad (34)$$

Kokonaisjousivoiman vaikutusta siirtovaunun kallistumiskulman suuruuteen voidaan tutkia alapyörän voimatasapainon avulla. Kuvan 28 perusteella alapyörälle voidaan kirjoittaa tasapainoehto jousivoiman ja taakan aiheuttaman voiman välille:

$$S \cdot \sin(\beta) - F \cdot \sin(\alpha) = 0. \quad (35)$$

Jousivakion suuruus voidaan ratkaista kulmien  $\sigma$  ja  $\beta$  funktiona sijoittamalla yhtälö (31) yhtälöön (35). Jousivakion määrittämiseen perehdytään erikseen vasta myöhemmin aluvuossa 7.3.



Kuva 28. Alapyörän voimasysteemi.

### 7.2.3 Kitkan vaikutus

Kiskon ja vetävän yläpyörän välinen kitkakerroin vaikuttaa siirtovaunun kallistuskulman  $\beta$  suuruuteen ja tätä kautta myös pyörävoimiin. T. Kinanen (1999) osoitti tutkimuksissaan, että kiskon materiaalina käytettävän alumiiniseoksen ja austeniittisesta ruostumattomasta teräksestä valmistetun kulkupyörän välinen lepokitkakerroin,  $\mu$ , voi vaihdella erittäin laajalla välillä 0,1–0,7.

Jotta siirtovaunun aiemmin määritetyt tasapainoyhtälöt pätevät, niin yläpyörä ei saa luistaa. Tällöin yläpyörälle voidaan kirjoittaa luistamattomuusehto:

$$P_1 \cdot \mu > K_1, \quad (36)$$

jossa  $P_1$  on kiskoa vastaan kohtisuora yläpyörävoima,  $\mu$  on kiskon ja pyörän välinen lepokitkakerroin ja  $K_1$  on kiskon suuntainen yläpyörävoima.

### 7.2.4 Kokonaispyörävoimat superpositioperiaatteella

Edellä on määritelty taakan, jousituksen ja kitkan vaikutus pyörävoimiin. Superpositioperiaatteen mukaisesti kokonaispyörävoimat voidaan määrittää laskemalla nämä osavoimat yhteen. Tällöin, jos luistamattomuusehto (36) on voimassa, niin kokonaispyörävoimat saadaan määritettyä yhtälöiden (28)–(30) ja (32)–(34) perusteella seuraavasti:

$$P_2 = P_{2F} + P_{2J} = \frac{M_F}{l_{P_{2x}}} + \cos(\beta) \cdot S_0, \quad (37)$$

$$P_1 = P_{1F} + P_{1J} = \frac{M_F}{l_{P_{2x}}} + \cos(\beta) \cdot S_0 + F_y \text{ ja} \quad (38)$$

$$K_1 = K_{1F} + K_{1J}. \quad (39)$$

Sijoittamalla yhtälöt (20)–(25) yhtälöihin (37)–(39) voidaan kokonaispyörävoimat kirjoittaa auki lopulliseen muotoon:

$$P_2 = \frac{\left[ \sin(\alpha) \cdot \left( \cos(\beta) \cdot l_{t3} - \frac{D_w}{2} \right) - \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot l_{t3} \right] \cdot F}{\tan(\beta) \cdot a_{w0}} + \cos(\beta) \cdot S_0, \quad (40)$$

$$P_1 = \frac{\left[ (\sin(\alpha) \cdot \cos(\beta) - \sin(\beta)) \cdot l_{t3} - \frac{D_w}{2} \right] \cdot F}{\tan(\beta) \cdot a_{w0}} + \cos(\beta) \cdot S_0 + \cos(\alpha) \cdot F \text{ ja} \quad (41)$$

$$K_1 = \sin(\alpha) \cdot F + \sin(\beta) \cdot S_0. \quad (42)$$

Kokonaispyörävoimien resultantit saadaan Pythagoraan lauseen perusteella:

$$P_{2.RES} = P_2 \text{ ja} \quad (43)$$

$$P_{1.RES} = \sqrt{(P_1)^2 + (K_1)^2}. \quad (44)$$

### 7.3 Jousivakion määrittäminen

Aiemmin luvussa 6.3 selvitettiin uuden siirtovaunun kaksoisjousituksen toimintaperiaate. Nyt määritetään esikiristysjousen ja käyttöjousena toimivan lautasjousipakan jousivakiot ja -voimat. Pyörävoimien laskennan yhteydessä jousen ja taakan voimalle johdettiin tasapainoyhtälö (35). Sijoittamalla tähän jousivoiman yhtälö (31) saadaan tasapainoyhtälö kirjoitettua muotoon:

$$(S_0 + k \cdot \Delta a_w) \cdot \sin(\beta) - F \cdot \sin(\alpha) = 0. \quad (45)$$

Akselivälin muutos  $\Delta a_w$  voidaan ratkaista kuvan 27 geometrian perusteella:

$$\Delta a_w = \sqrt{(a_{w0})^2 + (\tan(\beta) \cdot a_{w0})^2} - a_{w0}. \quad (46)$$

Uudelleen järjestelemällä yhtälön (46) termit ja sijoittamalla tämä yhtälö tasapainoyhtälöön (45) saadaan tarvittavalle kokonaisjousivakiolle seuraavanlainen ratkaisu:

$$k = \frac{F \cdot \frac{\sin(\alpha)}{\sin(\beta)} - S_0}{a_{w0} \cdot (\sqrt{1 + \tan^2(\beta)} - 1)}. \quad (47)$$

Käytännön kokeiden perusteella siirtovaunun esikiristysjouseksi ja käyttöjousituksen lautasjousiksi valittiin taulukon 13 mukaiset jouset. Esikiristysmatkaksi määriteltiin 20 mm, jolloin esikiristysvoimaksi saadaan:

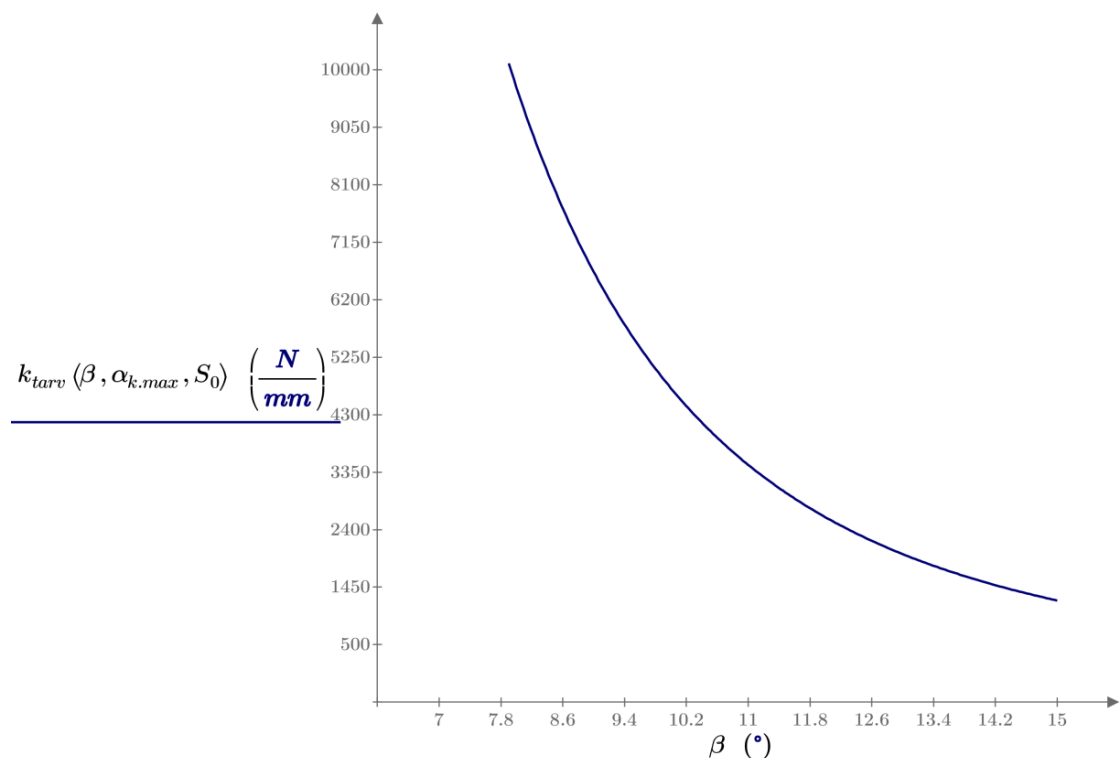
$$S_0 = \frac{74 \text{ mm}}{67 \text{ mm}} \cdot 156 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 20 \text{ mm} = 3,4 \text{ kN}. \quad (48)$$

**Taulukko 13. Käytettävien jousten parametrit (Meconet 2014).**

	$D_e$ [mm]	$D_i$ [mm]	$t$ [mm]	$L_0$ [mm]	$k$ [N/mm]	$s_{max}$ [mm]	$F_{max}$ [N]
<b>Esikiristysjousi</b>	50	25	-	64	156	31	4 836
<b>Lautasjousi</b>	40	20,4	2,5	3,5	12 243	1	12 243

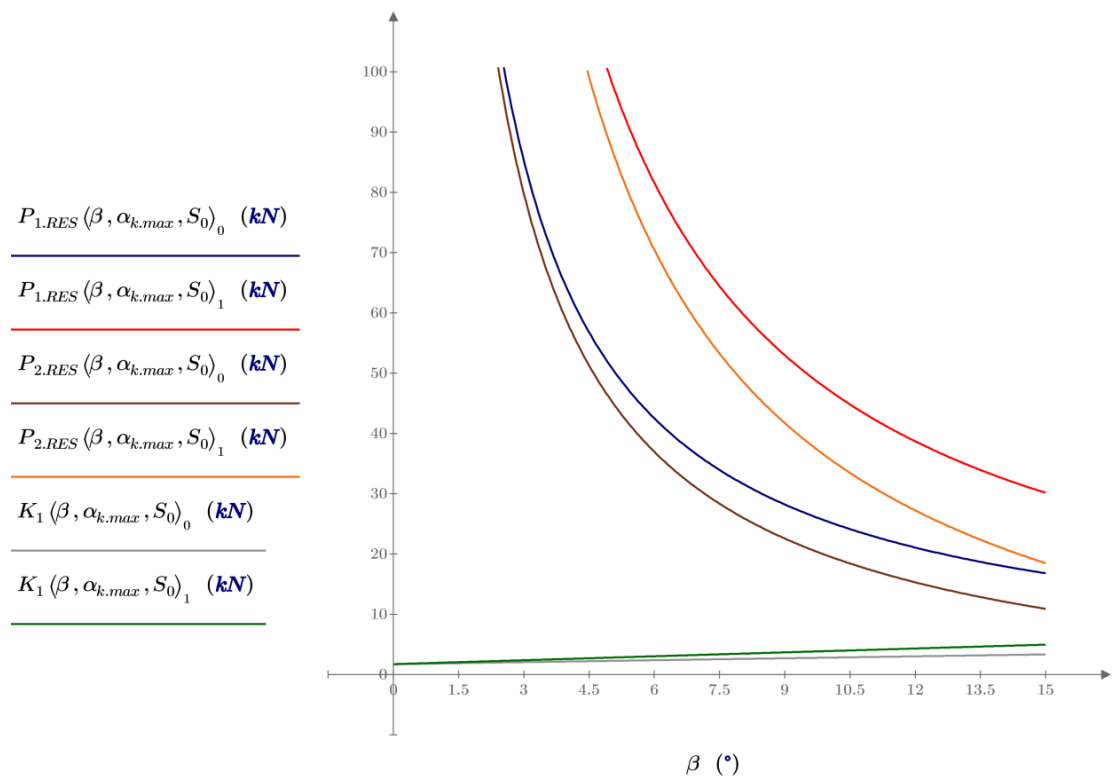
$D_e$  = ulkohalkaisija,  $D_i$  = sisähalkaisija,  $t$  = materiaalin paksuus,  $L_0$  = lepopituus,  $k$  = jousivakio,  $s_{max}$  = suurin puristuma &  $F_{max}$  = suurin jousivoima

Käyttämällä uudelle siirtovaunulle määriteltäviä suurimpia arvoja  $F = 5000 \text{ N}$ ,  $\alpha = 30^\circ$  ja  $S_0 = 3,4 \text{ kN}$  saadaan tarvittavalle kokonaisjousivakiolle piirrettyä alla olevan kuvan 29 mukainen kuvaaja kulman  $\beta$  funktiona kuormitustapauksessa 1.



**Kuva 29. Tarvittava kokonaisjousivakio kulman  $\beta$  funktiona, kun  $F = 5,0 \text{ kN}$ ,  $\alpha = 30^\circ$  ja  $S_0 = 3,4 \text{ kN}$ .**

Kuvan 27 voimasysteemistä voidaan päätellä, että taakan aiheuttama momentti kasvaa kiskon kallistuskulman  $\alpha$  kasvaessa. Tällöin myös pyörävoimat saavuttavat suurimmat arvonsa, kun kulma  $\alpha$  on suurimmillaan eli  $35^\circ$ . Tämän perusteella pyörävoimille voidaan piirtää kuvaajat siirtovaunun kallistuskulman  $\beta$  funktiona käyttämällä edellä saatuja pyörävoimien yhtälöitä (40)–(44). Kuvaajat ovat piirretty liitteen 1 laskentaohjelmistolla ja ne ovat esitetty alla kuvassa 30.



**Kuva 30. Pyörävoimien kuvaajat kulman  $\beta$  funktiona, kun  $\alpha$  on  $30^\circ$  ja  $S_0$  on  $3,4 \text{ kN}$ . Kuormitustapausta 1 kuvaa sininen, ruskea ja harmaa kuvaaja. Kuormitustapausta 3 kuvaa punainen, oranssi ja vihreä kuvaaja.**

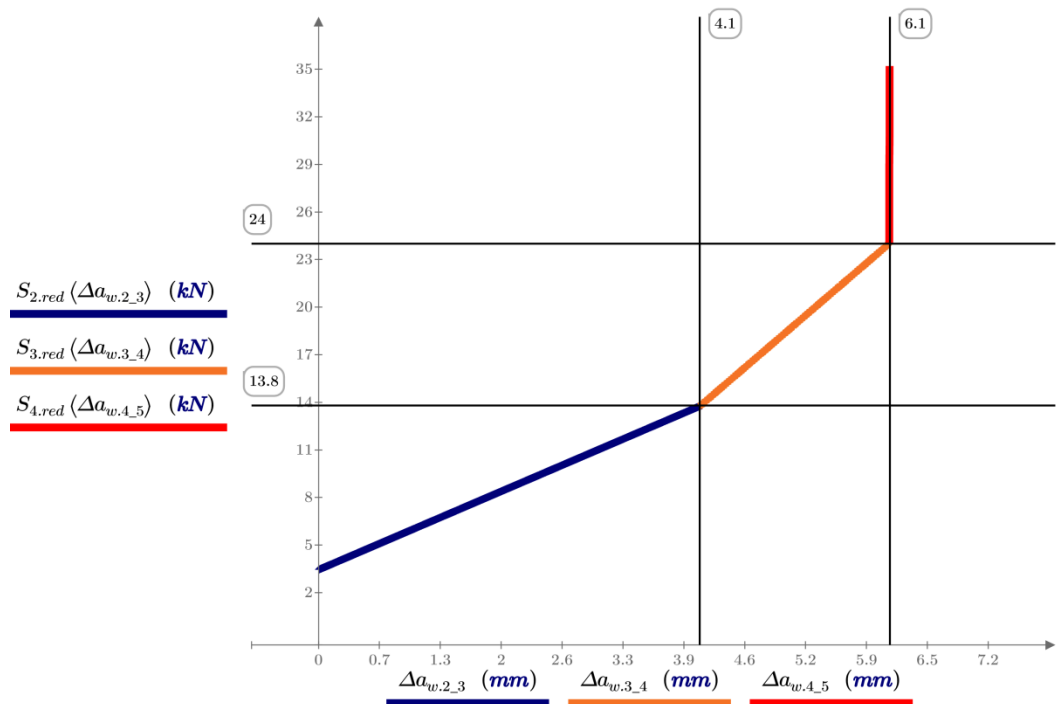
Kuvaajista nähdään, että pyörävoimat kasvavat voimakkaasti kallistuskulman  $\beta$  pienentyessä. Tällöin, jotta siirtovaunun komponenttien rasitukset eivät kasvaisi liian suuriksi, jousituksen jäykkyys kannattaa valita siten, että kallistuskulma olisi mahdollisimman suuri. Toisaalta liian suurilla kallistuskulmilla siirtovaunun rakenteet törmäävät kiskoon. Lisäksi suurilla kallistuskulman arvoilla kiipeämiseen tarvittava kitkavoima vähenee, eikä epäyhtälön (36) luistamattomuusehto välttämättä toteudu.



Iteratiivisen kokeellisen tutkimuksen ja laskelmien perusteella jousituksen jäykkyys pyritään valitsemaan siten, että kuvan 30 mukaisessa maksimikuormitustilanteessa siirtovaunun kallistuskulma  $\beta$  on noin  $11\text{--}12^\circ$ . Tällöin siirtovaunu rakenteet eivät törmää kiskoon missään tilanteissa ja samanaikaisesti pyörävoimien suuruus pysyy kohtuullisena. Laskelmien ja kokeiden perusteella jousitus toteutettiin edellä esitetyn kuvan 25 mukaisesti.

Lautasjousipakka rakennettiin porrasmaisesti progressiiviseksi. Tällöin sarjaan kytketyt jouset sallivat siirtovaunun kallistumisen ennalta määritellyyn maksimiarvoon asti. Kun kallistuskulma  $\beta = 12^\circ$ , niin akselivälin muutos  $\Delta a_w \approx 4,4$  mm. Kuvan 31 jousituksen voimakuvajasta nähdään, että sarjaan kytketyt lautasjouset pohjaavat, kun  $\Delta a_w \approx 4,1$  mm. Tämän jälkeen jousituksen jäykkyys kasvaa porrasmaisesti noudattamaan kaksinkertaisesti rinnan kytkettyjen lautasjousten jäykkyyttä.

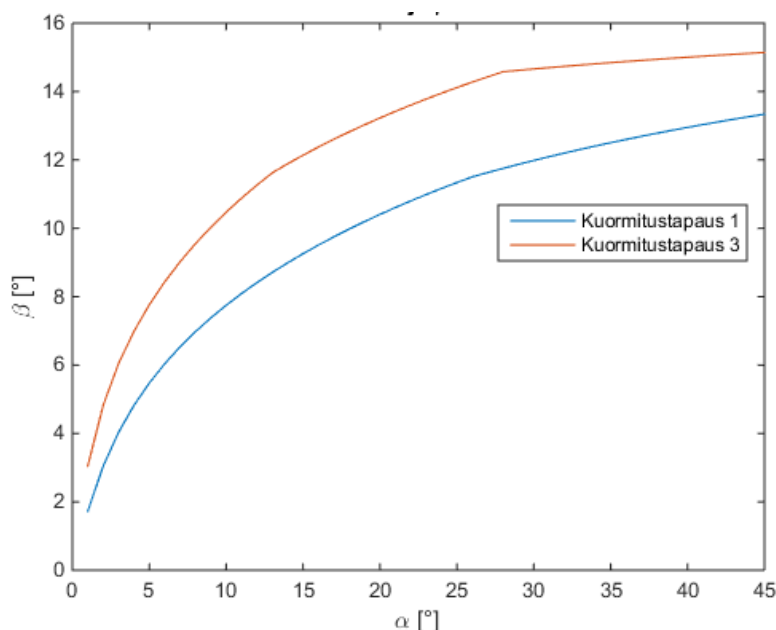
Jousitus siis jäykistyy, kun kallistuskulma  $\beta \approx 11^\circ$ . Tämä takaa sen, ettei siirtovaunu pääse kallistumaan lisää sen jälkeen, kun toivottu kallistuskulman suuruus on saavutettu. Jousitus osuu rajoittimeen, kun  $\Delta a_w \approx 6,1$  mm ja  $\beta = 14\text{--}15^\circ$ , jonka jälkeen jousivakio määräytyy rungon jäykkyyden mukaan. Jousivakion laskenta ja jousivoimien määrittäminen on esitetty tarkemmin liitteessä 1.



Kuva 31. Kokonaisjousivoima redusoituna pyörään akselivälin muutoksen  $\Delta a_w$  funktiona.

## 7.4 Kokonaispyörävoimien suurimmat arvot

Ennen kokonaispyörävoimien suurimpien arvojen määrittämistä on selvítettävä kallistuskulman  $\beta$  suuruus eri huippukuormitustilanteissa. Tämä voidaan saavuttaa ratkaisemalla yhtälö (47) kallistuskulman  $\beta$  suhteen. Yhtälön epälineaarisuuden vuoksi analyttistä ratkaisua ei kuitenkaan pystytty löytämään. Yhtälölle saatiin kuitenkin kuvan 32 mukainen ratkaisu numeerisin ratkaisumenetelmin.

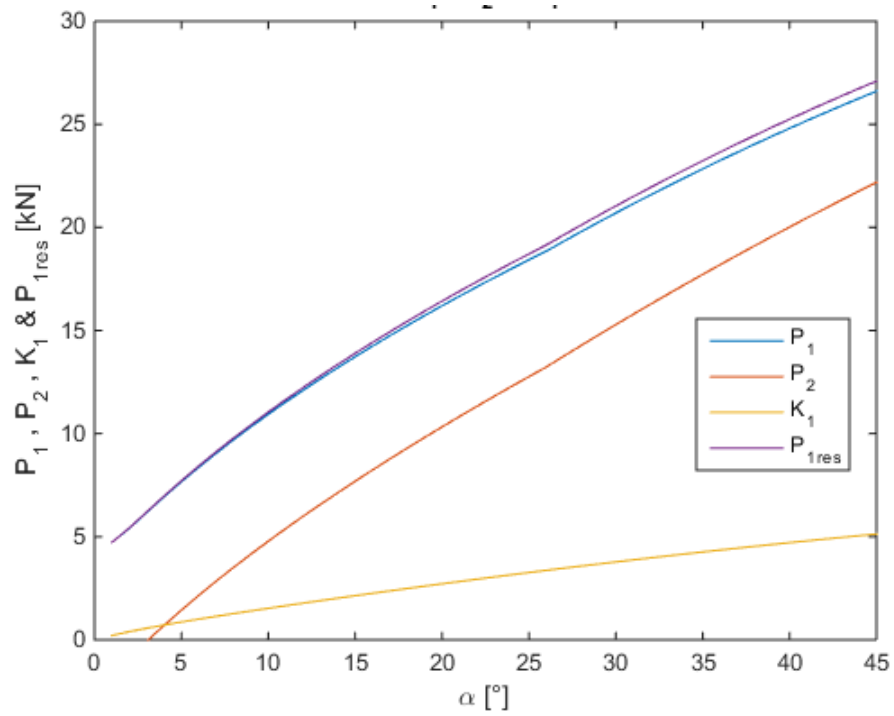


Kuva 32. Siirtovaunun kallistumiskulman  $\beta$  kuvaajat kiskon kallistuman  $\alpha$  funktiona.

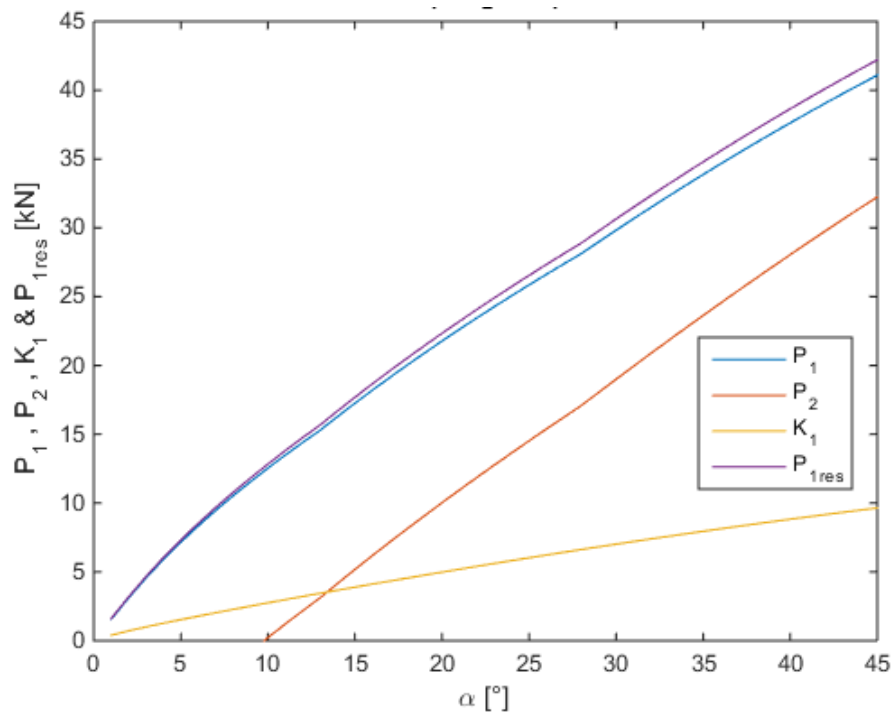
Kallistuskulman  $\beta$  numeerisen ratkaisun perusteella voidaan piirtää pyörävoimien yhtälöiden (40)–(44) kuvaajat kiskon kallistuskulman  $\alpha$  funktiona. Nämä kuvaajat ovat esitetty kuvissa 33 ja 34. Lopulta pyörävoimien kuvaajien ja laskentamallin perusteella saadaan ratkaisut pyörävoimien suurimmille arvoille eri kuormitustapauksissa. Pyörävoimien suurimmat arvot on koottu taulukkoon 14.

Taulukko 14. Pyörävoimien suurimmat arvot, kun  $SSK = 500\text{kg}$ ,  $\alpha = 30^\circ$  ja  $S_0 = 3,4\text{ kN}$ .

	Kuormitustapaus 1	Kuormitustapaus 3
$P_1$	20,7 kN	29,8 kN
$P_2$	15,3 kN	18,9 kN
$K_1$	3,8 kN	7,1 kN
$P_{1.RES}$	21,0 kN	30,6 kN
$P_{2.RES}$	15,3 kN	18,9 kN



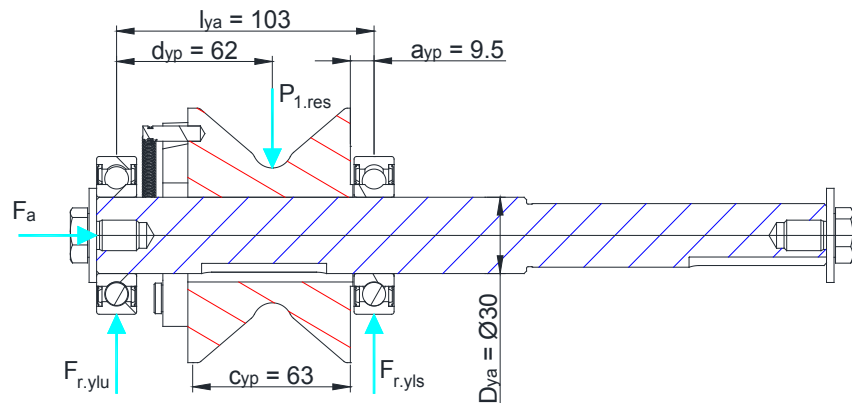
Kuva 33. Kokonaispyörävoimien kuvaajat kiskon kallistuskulman  $\alpha$  funktiona kuormitustapauksessa 1.



Kuva 34. Kokonaispyörävoimien kuvaajat kiskon kallistuskulman  $\alpha$  funktiona kuormitustapauksessa 3.

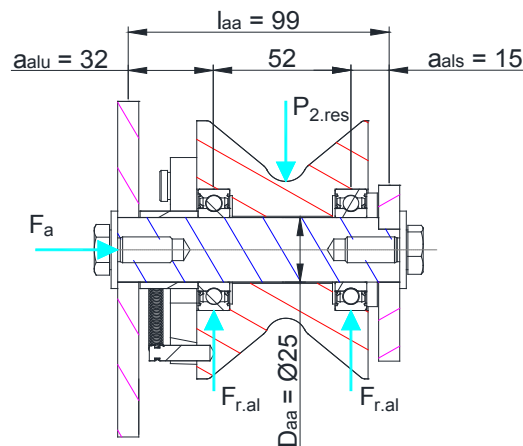
## 7.5 Akseleiden ja laakereiden mitoitus

Akselit mitoitetaan luvussa 3.5 esitettyjen periaatteiden mukaisesti. Yläakselin lujuus tarkistetaan sekä staattisessa että väsyttävässä kuormituksessa. Yläakselissa oleva kulukupyörän kiilaura aiheuttaa jännityshuipun, joka on huomioitava väsyttävässä kuormituksessa. Standardin SFS-EN 1808 vaatimaan väsymislujuustilanteeseen sopivat akselimateriaalin väsymislujuusarvot on määritetty lähteessä esitettyjen S-N -käyrästöjen avulla (Howard 1986, s. 238). Yläakseliston geometria ja kuormitukset, joita käytetään yläakselin lujuusanalyysin lähtöarvoina, ovat esitetty kuvassa 35.



Kuva 35. Yläakselin ja laakereiden kuormitustilanne ja laskennalliset mitat.

Ala-akselille puolestaan tehdään vain staattinen lujuusanalyysi, koska akseli ei pyöri, eikä siihen silloin kohdistu merkittävää väsyttävää kuormitusta. Ala-akselin ja alalaakereiden lujuusanalyysin perustana käytettävä geometria ja kuormitukset on esitetty kuvassa 36. Akseleiden ja laakereiden lujuusanalyysit on esitetty tarkemmin liitteen 1 laskentatuloksissa. Akseleiden lujuusanalyysin tulokset on koottu taulukkoon 15.



Kuva 36. Ala-akselin ja laakereiden kuormitustilanne ja laskennalliset mitat.

Sekä ylä- että ala-akseleiden materiaaliksi valittiin lopulta AISI 329 ruostumaton Duplex-teräs eli austeniittis-ferriittinen ruostumaton teräs. Vaihtoehtoisena materiaalina oli halvempi ja heikompi austeniittinen ruostumaton teräs AISI 304. Hieman arvokkaamman materiaalin valinta oli kuitenkin perusteltu. Yhtälön (8) mukaisen pikalaskennan perusteella heikommalla materiaalilla tarvittavan lujuuden saavuttamiseksi yläakselin halkaisijaa olisi täytynyt kasvattaa nykyisestä arvosta (ks. liite 1). Tällöin myös sopivien laakereiden tilantarve olisi kasvanut, mikä olisi aiheuttanut ongelmia osien sovittamisessa runkoon.

Ala-akselin materiaaliksi valittiin myös vahvempi vaihtoehto, koska valitulla halkisijalla heikomman materiaalin lujuus oli riittämätön. Myös ala-akselin halkaisijan suurentaminen olisi ollut ongelmallista sopivien laakereiden koon kasvamisen vuoksi. Tämä johtui siitä, että laakerit on upotettu suoraan alapyörään, jolloin pyörän koko ja hätäpysäytinmekanismin sovittaminen rajoittavat laakerin kokoa huomattavasti.

**Taulukko 15. Siirtovaunun ylä- ja ala-akseleiden lujuusanalyysin tulokset.**

	$M_t$ [Nm]	$T$ [Nm]	$\sigma_t$ [MPa]	$\tau_v$ [MPa]	$\sigma_{t,a}$ [MPa]	$\tau_{v,a}$ [MPa]	$\sigma_{n,vert}$ [MPa]	$\sigma_{a,vert}$ [MPa]	$n_s$	$n_d^{(*)}$
<b>Yläakseli, KT1</b>	358	163	135	31	219	20	145	222	1,1	1,7
<b>Yläakseli, KT3</b>	486	325	196	61	-	-	223	-	1,9	-
<b>Ala-akseli, KT1</b>	203	0	132	0	-	-	-	-	1,2	-
<b>Ala-akseli, KT3</b>	251	0	164	0	-	-	-	-	2,5	-
KT1=kuormitustapaus 1 KT3 = kuormitustapaus 3 $M_t$ = nimellinen taivutusmomentti $T$ = nimellinen vääntömomentti $\sigma_t$ = nimellinen taivutusjännitys $\tau_v$ = nimellinen vääntöjännitys (*) vaadittu dynaamisen lujuuden varmuus >1,5 $\sigma_{t,a}$ = taivutuksen jännitysamplitudi $\tau_{v,a}$ = väännön jännitysamplitudi $\sigma_{n,vert}$ = nimellisen jännityksen vertailujännitys $\sigma_{a,vert}$ = jännitysamplitudin vertailujännitys $n_s$ = staattisen lujuuden varmuus $n_d$ = dynaamisen lujuuden varmuus										

Ylä- ja ala-akselin laakerit mitoitettiin luvussa 3.6 esitettyjen periaatteiden mukaisesti. Laakereiden kantavuusluvut saatiin valmistajan luetteloista (Schaeffler). Tarkemmat laakereiden mitoituskalkelmat on esitetty liitteessä 1. Taulukkoon 16 on koottu valittujen laakereiden valintaparametrit ja laskennan tulokset. Tuloksista huomataan, että laakereiden varmuus on alle yhden kuormitustapauksessa 3 eli onnettomuuskuormalla.

Kuormituskokeissa laakereita ei kuitenkaan saatu rikkoutumaan onnettomuuskuormaa 40 prosenttia suuremmallakaan kuormituksella. Lisäksi onnettomuustilanteessa laakereiden rikkoutuminen ei aiheuta välitöntä vaaraa, koska akselit ja kulkupyörät ovat standardin SFS-EN 1808 vaatimusten mukaisesti muotosulkeisen rungon sisällä. Laite on myös aina perusteellisesti tarkastettava onnettomuustilanteen jälkeen käyttöohjeen mukaisesti.

**Taulukko 16. Laakereiden valintaparametrit ja laskennan tulokset.**

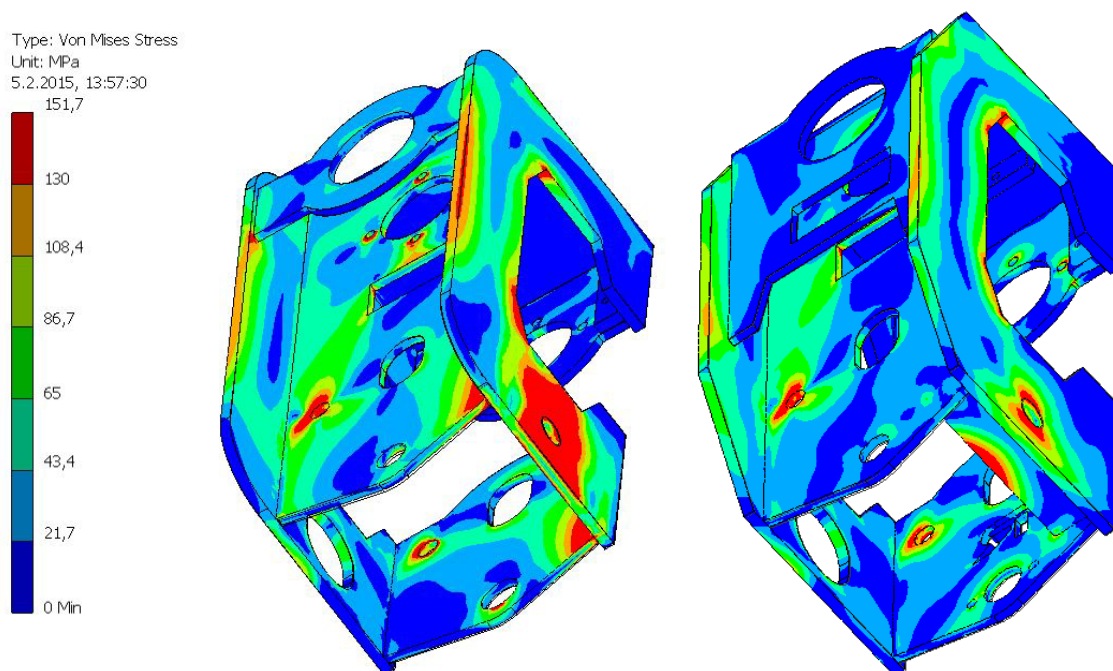
	$F_r$ [kN]	$F_a$ [kN]	$F_{ekv}$ [kN]	$C_{r0}$ [kN]	$C_r$ [kN]	$n_s$
<b>Ylälaakeri S6206-2RSR, KT1</b>	12,9	2,2	12,9	9,1	18,2	1,4
<b>Ylälaakeri S6206-2RSR, KT3</b>	18,7	0	18,7	9,1	18,2	0,9
<b>Alalaakeri S6005-2RSR, KT1</b>	7,7	2,2	7,7	4,7	9,4	1,2
<b>Alalaakeri S6005-2RSR, KT3</b>	9,5	0	9,5	4,7	9,4	0,9
$KT1 = \text{kuormitustapaus 1}$ $KT3 = \text{kuormitustapaus 3}$ $F_r = \text{laakerin säteiskuorma}$ $F_a = \text{laakerin aksiaaliskuorma}$						
$F_{ekv} = \text{laakerin ekvivalenttikuorma}$ $C_{r0} = \text{laakerin staattinen kantavuusluku}$ $C_r = \text{laakerin laskennallinen kantavuusluku}$ $n_s = \text{staattisen lujuuden varmuus}$						

## 7.6 Rungon ja alapyörän kiristysmekanismin rungon lujuus

Rungon ja alapyörän kiristysmekanismin lujuutta tarkasteltiin pääosin FEM-analyysillä ja tulokset todennettiin käytännön kokeilla. FEM-analyysiä varten rungosta luotiin yksinkertaistettu malli, josta poistettiin merkityksettömät piirteet, kuten pyöristykset ja pienet reiät. Tällä tavoin elementtiverkon ja laskennan tarkkuutta saatiin parannettua, koska tietynlaiset muodot vääristävät elementtien muotoa ja heikentävät laskennassa käytettävien yhtälöiden tarkkuutta.

Kuvassa 37 on esitetty rungon FEM-analyysillä saatuja tuloksia VVEH:n mukaisen jännityksen suhteen kuormitustapauksessa 1. Punaisella näkyvät alueet ylittävät rungon materiaalin (AISI 304) sallitun jännityksen. Vasemman puoleisessa kuvassa on analysoitu 2. prototyypissä käytettyä runkoa. Kuvasta havaitaan, että toisen sivulevyn ala-osa on laaja sallitun jännityksen ylittävä alue. Tämä jännityskeskittymä aiheutuu jousituksen tukivoimasta. Lisäksi sivulevyjen moottorinpuoleiset sivut ovat analyysin mukaan kriittisiä alueita. Ylikuormituskokeiden tulokset tukevat näitä havaintoja, koska juuri näillä alueilla havaittiin pysyviä muodonmuutoksia.

2. prototyypin kuormituskokeiden ja FEM-analyysin perusteella rungon rakennetta optimoitiin. Optimoitu 3. prototyypin runko on esitetty oikealla kuvassa 37. Rakennetta kevennettiin FEM-analyysin perusteella alueilta, joissa jännitykset ovat vähäisiä. Kevennykset tehtiin levyjen uudelleen muotoilulla ja materiaalin vahvuuksia pienentämällä. Kriittisten alueiden jäykkyyttä ja lujuutta puolestaan kasvatettiin rakennetta muuttamalla.



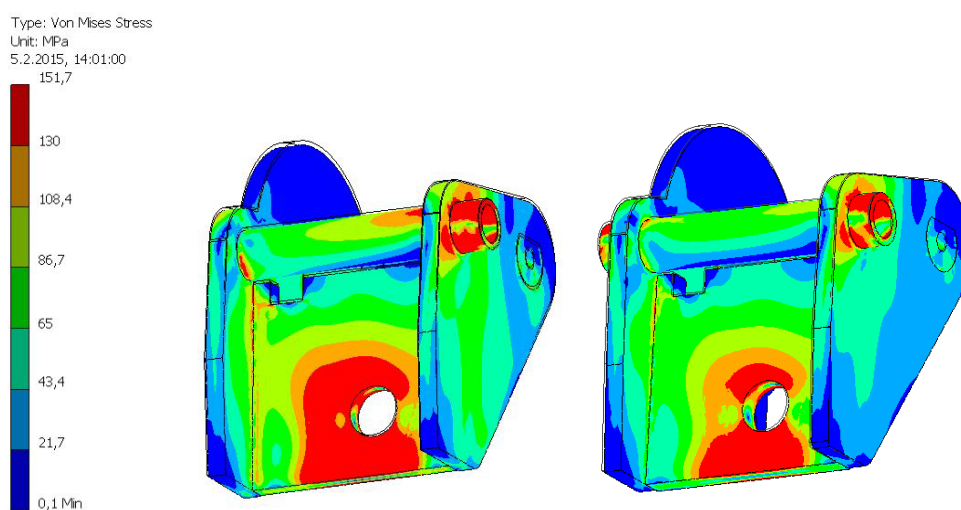
**Kuva 37. Rungon FEM-analyysin tulokset kuormitustapauksessa 1 vertailujännityksen ja sallitun jännityksen suhteen. Vasemmalla on 2. prototyypin runko ja oikealla optimoitu 3. prototyypin runko.**

Jousituksen aiheuttamia jännityksiä saatiin pienennettyä lisäämällä sivulevyyn alaosaan rungon sisäpuolelle ylimääräinen tukilevy. Lisäksi jousituksen progressiivisuutta lievennettiin siten, että jousitus osuu rajoittimeen onnettomuuskuormalla. Tällöin jousituksen aiheuttama rasitus jakaantuu osittain molempien sivulevyjen kesken. Sivulevyjen moottorinpuoleisten sivujen lujuutta kasvatettiin muokkaamalla moottorin momenttilevyä. Momenttilevyä kasvatettiin siten, että se muodostaa yhdessä sivulevyjen ja takalevyyn kanssa kotelomaisen rakenteen. Tällä tavoin rungosta saadaan jäykempi ja lujempi 2. prototyyppiin verrattuna. Parannetun rakenteen ansiosta levyjen paksuuksia ja kokoa voitiin pienentää, jolloin rungosta saatiin myös huomattavasti kevyempi.

FEM-analyysin tulokset varmistettiin myös yksinkertaistetulla käsin laskennalla. Yksinkertaistetussa laskennassa rungon lujuutta analysoitiin keskikohdan rasitetuimman poikkileikkauksen taivutusjännityksen perusteella. Liitteen 1 laskujen perusteella optimoidun rungon rasitetuimman poikkileikkauksen keskimääräiseksi taivutusjännitykseksi kuormitustapauksessa 1 saadaan 86 MPa. Vertaamalla tätä tulosta kuvan 37 oikean puoleisen rungon jännityksiin voidaan todeta, että yksinkertaistettu käsin laskenta yhtenee myös FEM-analyysin tulosten kanssa.

Myös alapyörän kiristysmekanismin rungon lujuutta analysoitiin FEM-mallin avulla. Kuvassa 38 on esitetty alapyörän kiristysmekanismin rungon FEM-analyysin tuloksia VVEH:n mukaisten jännityksen suhteen. Kuvassa vasemmalla on 2. prototyypin rakenne. Tuloksista nähdään, että välilevyssä, johon jousitus tukeutuu, vaikuttaa sallittua jännitystä suurempia jännityksiä melko laajalla alueella. Myös nivelpultin holkki on kriittisesti kuormitettu. Koetulokset tukevat näitäkin tuloksia, sillä välilevyssä havaittiin pieniä pysyviä muodonmuutoksia ylikuormitustesteissä.

Kiristysmekanismin rungon lujuutta parannettiin yksinkertaisesti kasvattamalla välilevyn paksuutta ja nivelpultin holkin seinämänvahvuutta. Kuvan 38 oikean puoleisesta osasta nähdään, että edellä mainitut toimenpiteen laskevat kriittisten alueiden jännitystilaa. Lisäksi aiemmin mainitut jousituksen jäykkyyden muutokset vähentävät välilevyn kohdistuvia jännityksiä.



**Kuva 38.** Alapyörän kiristinmekanismin rungon FEM-analyysin tulokset kuormitustapauksessa 1 vertailujännityksen ja sallitun jännityksen suhteen. Vasemmalla on 2. prototyypin runko ja oikealla optimoitu 3. prototyypin runko.



## 7.7 Vaihteen valinta

Vaihteen valintakriteereinä ovat ensisijaisesti vaihteen siirtämä akseliteho ja hetkellinen huippukuormitus eli vaihteen käytössä esiintyvä maksimivääntömomentti. Vaihteen siirtämä akseliteho vaikuttaa sen kulutuskestävyyteen. Kiipeävän siirtovaunun tapauksessa kulutuskestävyyttä merkitsevämpi tekijä on kuitenkin huippukuormituksen kesto, koska käyttömäärät ovat hyvin vähäisiä. Lisäksi kuormitushuiput voivat olla suuria siirtovaunun kiivetessä suurimmalla kuormituksella esimerkiksi kiskossa olevien epätasaisuuksien vuoksi.

Taulukon 14 perusteella pyörävoimien kiskonsuuntainen voimakomponentin  $K_I$  suurin arvo on 3,8 kN kuormitustapauksessa 1 ja 7,1 kN kuormitustapauksessa 3. Tällöin vaihteen toisioakselin vääntömomentti on kuormitustapauksessa 1:

$$T_{v2} = 3,8 \text{ kN} \cdot \frac{75 \text{ mm}}{2} = 143 \text{ Nm} \quad (49)$$

ja kuormitustapauksessa 3:

$$T_{v2} = 7,1 \text{ kN} \cdot \frac{75 \text{ mm}}{2} = 266 \text{ Nm} . \quad (50)$$

Nimellinen vääntömomentti saadaan puolestaan jakamalla yhtälön (49) tulos kuormitustapauksen 1 kuormakertoimella 1,25:

$$T_{v2.nim} = \frac{143 \text{ Nm}}{1,25} = 114 \text{ Nm} . \quad (51)$$

Eri valmistajien tuoteluetteloiden perusteella uuden siirtovaunun vaihteeksi valittiin RMI 63 -tyyppinen kierukkavaihte. Valitun vaihteen välityssuhde  $i = 56$  ja ensioakselin pyörimisnopeus  $n_I = 1400 \text{ 1/min}$ . Tällöin valmistaja ilmoittaa vaihteen nimelliseksi toisioakselin vääntömomentiksi  $T_{v2.m} = 132 \text{ Nm}$ , nimellistehoksi  $P_{v.nim} = 0,55 \text{ kW}$  ja hyötysuhteeksi  $\eta_v = 0,62$  käyttökertoimella 1. (STM 2014a.)

Vaihteen valmistajan mukaan varmuus kuormitukseen nähden on ilmaistu vaihteen hampaiden tyvilujuuden suhteen lineaarisesti ja pintapaineen suhteen neliöllisesti. Tällöin kulumiskestävyys ei ole merkittävässä asemassa, sillä todellinen kuormituskertojen määrä on vähäinen suhteessa standardin SFS-EN 1808 määrittämään kokonaiskäyttöikänsä 4000 tuntia tai 60 000 väsyttävää sykliä (ks. luku 3.3).

Teollisuusvaihteilla standardin määrittämä käyttöikä vastaisi 8 tunnin käyttöä 500 päivän ajan. Toisaalta toisioakselin pyörimisnopeudella 25 1/min kuormitusvaihtojen määräksi tulisi  $25 \cdot 60 \cdot 4000 = 6 \cdot 10^6$  väsyttävää sykliä. Käytännön kokemuksen perusteella siirtovaunulla ajetaan suurimmillaan noin 200 kertaa kilometrin mittainen rata. Tällöin väsyttävien syklien eli vaihteen pyörimien kierrosten lukumääräksi tulisi:

$$N_{tod} = 200 \cdot \frac{1 \text{ km}}{\pi \cdot 75 \text{ mm}} = 8,5 \cdot 10^5 \text{ kierrosta} . \quad (52)$$

Yllä oleva tulos on vain noin kymmenesosa standardin määrittämistä kuormitusykyistä. Tämän perusteella voidaan todeta, että tyvilujuuden tarkastelu on määräävässä asemassa. Tyvilujuuden varmuuskerroin voidaan laskea valmistajan ilmoittaman suurimman nimellismomentin  $T_{v2,m}$  ja kuormituksen aiheuttaman nimellismomentin  $T_{v2,nim}$  perusteella:

$$\frac{T_{v2,m}}{T_{v2,nim}} = \frac{132 \text{ Nm}}{114 \text{ Nm}} = 1,2 . \quad (53)$$

Vaihdevalmistajan mukaan kerroin huippukuorman ja nimelliskuorman välillä kyseessä olevalla vaihteella on 2 eli vaihteiston hampaat kestävät 100 prosentin ylikuorman staattisessa tilanteessa. Tällöin varmuuskerroin kuormitustapauksessa 3 on:

$$\frac{2 \cdot 132 \text{ Nm}}{266 \text{ Nm}} = 1,0 . \quad (54)$$

Yllä olevien tulosten perusteella voidaan todeta, että valitun vaihteen momentinsiirtokyky on riittävä.

## 7.8 Moottorin valinta

Moottorin tehontarpeen ja käynnistysmomentin arvioiminen analyttisesti on haastavaa. Tämä johtuu siitä, että kulkupyörien ja kiskon välinen todellinen vierintävastusvoima on vaikea määritellä kiskon muokkautumisen vuoksi. Siksi moottorin valinta tehtiin käytännön kokeiden perusteella. Moottorin valintakokeissa siirtovaunulla ajettiin satoja kertoja suurimmalla sallitulla kuormalla ja kiskon kaltevuuskulmalla. Kokeen aikana moottorin virrankulutusta mitattiin ja mitattuja arvoja verrattiin moottorille sallittuihin arvoihin.

Alustavasti siirtovaunun moottoriksi oli valittu teholtaan 550 W ja runkokooltaan 71 oleva moottori. Tämän runkokokoluokan moottori sopi fyysisiltä mitoiltaan kehitettyyn konstruktion ja alustavien laskelmien perusteella valitun moottorin tehokkuus oli sopiva. Kokeiden perusteella kuitenkin todettiin, että alun perin määritetyllä tavoitekapasiteetilla, joka oli 500 kg 35 asteen nousukulmalla, alustavasti valitun moottorin virrankulutus ylitti valmistajan suosittelemat arvot.

Moottorin tehon lisäämiseksi olisi täytynyt siirtyä seuraavan runkokokoluokan moottoriin, joka olisi suuren tilantarpeensa vuoksi edellyttänyt huomattavia muutoksia konstruktion rakenteessa. Tämän vuoksi siirtovaunulta vaadittavaa kapasiteettiä päädyttiin hieman laskemaan. Uudeksi kapasiteetiksi määriteltiin 400 kg 35 asteen nousukulmalla ja 500 kg 30 asteen nousukulmalla. Näillä kuormilla alustavasti valitun moottorin virrankulutus pysyi sallituissa rajoissa.

Kokeiden perusteella valitulle moottorille suoritetaan myös laskennallinen mitoitus uuden suurimman kapasiteetin perustella. Laskennallisesti moottorilta vaadittava suurin vääntömomentintarve ilman vastusvoimien huomioimista on:

$$\frac{T_{v2}}{i} = \frac{143 \text{ Nm}}{56} = 2,55 \text{ Nm}, \quad (55)$$

jossa  $T_{v2}$  on vääntömomentti vaihteen toisioakselilla kuormitustapauksessa 1 ja  $i$  on vaihteen välityssuhde.

Valmistajan mukaan moottorin nimellinen vääntömomentti on  $T_{m1.nim} = 3,75 \text{ Nm}$ , suurin vääntömomentti on  $T_{m1.m} = 2,5 \cdot T_{m1.nim} = 9,76 \text{ Nm}$  ja käynnistysmomentti on  $T_{m1.k} = 2,5 \cdot T_{m1.nim} = 9,76 \text{ Nm}$  (STM 2014b). Moottorin nimellinen vääntömomentti voidaan redusoida vaihteen toisioakselille välityssuhteen ja vaihteen hyötysuhteen avulla:

$$T_{m2.nim} = T_{m1.nim} \cdot \eta_v \cdot i = 3,75 \text{ Nm} \cdot 0,62 \cdot 56 = 130 \text{ Nm}. \quad (56)$$

Tällöin moottorilta saatavan nimellisen vääntömomentin ja tarvittavan nimellisen vääntömomentin suhde vaihteen toisioakselilla on seuraava:

$$\frac{T_{m2.nim}}{T_{v2.nim}} = \frac{130 \text{ Nm}}{114 \text{ Nm}} = 1,14. \quad (57)$$

Edellä olevan tuloksen ja kokeiden perusteella voidaan todeta, että moottorilta saatava vääntömomentti on laskennallisesti riittävä.

Turvallisuuden kannalta moottorilta saatavaa vääntömomenttia tärkeämmässä asemassa on moottorin seisontajarrun pidätinmomentin riittävyys. Vaadittava pidätinmomentti kuormitustapauksessa 1 on seuraava:

$$T_{mp1} = \frac{T_{v2}}{i} = \frac{143 \text{ Nm}}{56} = 2,55 \text{ Nm} . \quad (58)$$

Vastaavasti vaadittava pidätinmomentti kuormitustapauksessa 3 on seuraava:

$$T_{mp3} = \frac{T_{v2}}{i} = \frac{266 \text{ Nm}}{56} = 4,75 \text{ Nm} . \quad (59)$$

Valmistaja ilmoittaa moottorin seisontajarrun suurimmaksi pidätinmomentiksi 10 Nm (STM 2014b). Tällöin seisontajarru varmuuskertoimeksi saadaan kuormitustapauksessa 1:

$$\frac{10 \text{ Nm}}{2,55 \text{ Nm}} = 3,9 . \quad (60)$$

Vastaava turvakerroin kuormitustapauksessa 3 on:

$$\frac{10 \text{ Nm}}{4,75 \text{ Nm}} = 2,1 \quad (61)$$

Yllä olevien varmuuskertoimien perusteella seisontajarru on riittävä.

## 8 Tulosten arviointi ja jatkotoimenpiteet

Tutkimuksen päätteeksi analysoidaan edellä saatuja suunnittelutuloksia. Kehitettyä konstruktiota arvioidaan erilaisilla kokeilla, jotta sen toiminnallisuudesta ja turvallisuudesta saadaan riittävä varmuus. Kokeiden tarkoituksena on myös todentaa siirtovaunuille suoritettujen laskelmien oikeellisuus. Lisäksi perehdytään lyhyesti siirtovaunua koskeviin jatkotoimenpiteisiin.

### 8.1 Suoritetut testit ja konstruktion toimivuus

Kehitetyn konstruktion toiminallisuutta ja turvallisuutta analysoitiin useilla testeillä. Lisäksi suunnittelun tukena suoritettiin jatkuvaa testausta, jota on käsitelty edellä muissa luvuissa. Tässä luvussa perehdytään niin sanottuihin virallisiin testeihin, joiden perusteella siirtovaunun suunnittelutulokset on tarkoitus hyväksyä. Tutkimuksen testit suoritettiin 2. prototyypillä, sillä 3. prototyyppi, jonka on tarkoitus olla myös tuotanto-versio, ei ehtinyt valmistua tämän tutkimuksen puitteissa.

Turvallisuusvaatimusten yhteydessä luvussa 4.2 määriteltiin standardin SFS-EN 1808 (2010) vaatimat testit kiipeävien siirtovaunujen turvallisuuden todentamiseksi. Tällöin määriteltiin, että kiipeävälle siirtovaunulle on suoritettava ripustuslaitteen tyyppikokeen lisäksi myös nostolaitteelle vaaditut testit soveltuvilta osin. Tämän vuoksi uudelle siirtovaunulle suoritettiin myös hätäpysäytinkoe ja kestävyyskoe. Taulukkoon 17 on koottu uudelle siirtovaunulle suoritettut turvallisuus- ja toiminnallisuustestit.

**Taulukko 17. Uudelle siirtovaunulle suoritettut turvallisuus- ja toiminnallisuustestit.**

Testin kuvaus	Kuorma	Toistot	Läpäisyvaatimukset
<b>Toiminnallisuus-kokeet</b>	SSK tai 0 kg	-	– Kulku ongelmitta suoralla, kaltevalla ja taivutetulla kiskolla
<b>Kestävyyskoe</b>	SSK	500	– Kulku ongelmitta suoralla, kaltevalla ja taivutetulla kiskolla useita toimintasyklejä. – Kiskon kulumisen on oltava sallituissa rajoissa
<b>Hätäpysäytinkoe</b>	SSK	1	– Pysähdyttävä turvallisesti ja varmasti – Ei pysyviä muodonmuutoksia
<b>Ripustuslaitteen tyyppikoe</b>	2,5 x SSK + $F_h$	1	– Ei pysyviä muodonmuutoksia, stabiliteetin säilyminen
SSK = suurin sallittu kuormitus		$F_h$ = vaakasuora voima	

Toiminnallisuuskokeiden tavoitteena oli varmistaa, että siirtovaunu kulkee kaikissa käyttötilanteissa turvallisesti ja varmasti. Siirtovaunua testattiin erilaisissa tilanteissa, kuten pysty- ja vaakasuuntaisissa mutkissa sekä erisuuruisilla kiskon kallistuskulmilla (ks. Kuva 39). Siirtovaunu suoriutui toiminnallisuustesteistä pääosin mallikkaasti, mutta myös muutamia ongelmia havaittiin. Suurin havaittu ongelma oli siirtovaunun levoton kulku kuluneella kiskolla. Etenkin ilman kuormitusta siirtovaunu heilui kulkiessaan kuluneella kiskolla. Toinen ongelma oli rungon törmäysvaara kiskon kanssa vaakasuuntaisissa tavutuksissa.



**Kuva 39. Toiminnallisuuskoe kaltevalla ja taivutetulla kiskoradalla.**

Epätasaiseen kulkuun liittyviä ongelmia onnistuttiin lieventämään jousituksen muuttamisella. Esikiristysvoiman lisääminen paransi siirtovaunun kulkua ilman kuormaa. Lisäksi jousituksen jäykkyyden muuttaminen vähensi kiskon kulutusta ja sitä kautta kulku myös kuorman kanssa parani. Tasaisempi kulku kiskolla pienensi myös törmäysriskiä kiskon kanssa. Törmäysriskiä pienennettiin myös suurentamalla rungossa olevia aukkoja.

Kestävyyskokeen tarkoituksena oli yksinkertaisesti varmistaa laitteen dynaaminen lujuus. Lisäksi kokeella tutkittiin kiskon kulumista. Koejärjestelyssä siirtovaunulla ajettiin noin metrin mittaista suurimpaan kallistuskulmaan asetettua kiskoa pitkin edestakaisin noin 800 kertaa. Koe kesti yli kuusi tuntia. Siirtovaunu toimi koko kokeen ajan, eikä minkäänlaisia väsymismurtuman merkkejä ollut havaittavissa. Kokeen aikana ei jouduttu suorittamaan säätöjä tai huoltoa, vaan siirtovaunu toimi yhtäjaksoisesti koko kokeen ajan. Kiskon kuluminen pysyi sallituissa rajoissa. Ainoa ongelma oli jo edellä mainittu levoton kulku kuluneella kiskolla.

Hätäpysäytinkokeissa testattiin erikseen sekä ylä- että alapyörän hätäpysäytinmekanismien toimivuus. Testi toteutettiin irrottamalla vaihde ja moottori, jolloin siirtovaunu pääsi vierimään vapaasti kaltevalla kiskolla. Lisäksi ylä- tai alapyörän hätäpysäytinmekanismien tartuntakynnet irrotettiin, riippuen kumman pyörän mekanismia testattiin. Yläpyörän hätäpysäytinmekanismi pysäytti siirtovaunun hallitusti ja varmasti alle puolen metrin kiihtymisen jälkeen. Myös alapyörän hätäpysäytinmekanismi pysäytti siirtovaunun. Alapyörän pienemmän kitkavoiman vuoksi siirtovaunu pysähtymiseen vaadittava matka oli hieman pidempi alapyörän hätäpysäytysmekanismilla kuin yläpyörän hätäpysäytinmekanismilla.

Siirtovaunun runkoon jäi pieni pysyvä muodonmuutos hätäpysäytinkokeissa. Rungon sivulevyt antoivat hieman periksi, jolloin kannakkeen puoleinen aukko kasvoi noin 4 mm. Muodonmuutoksesta huolimatta siirtovaunu pysyi turvallisesti kiskolla ja oli täysin toimintakykyinen kokeiden jälkeen. Tyyppikokeessa siirtovaunua kuormitettiin onnettomuuskuormalla 15 minuutin ajan. Siirtovaunu pysyi suurimpaan sallittuun kulmaan asetetulla kiskolla varmasti ja rakenne pysyi vakaana. Kokeen jälkeen sivulevyyn jousituksen tukipisteen kohdalla todettiin noin 1,5 mm pysyvä muodonmuutos. Muuten siirtovaunun säilyi ehjänä ja täysin toimintakykyisenä.

Siirtovaunun 2. prototyyppi läpäisi lähes kokonaan sille määrätty testit. Ainostaan hätäpysäytin- ja tyyppikokeissa ilmenneet pienet rungon pysyvät muodonmuutokset vaativat korjaustoimenpiteitä. Rungon lujuutta on parannettu 3. prototyypissä luvussa 7.6 esitetyillä toimenpiteillä. Lisäksi siirtovaunu kulkua kuluneella kiskolla on parannettu jousituksen muutoksilla. Edellä esitetyt kokeet tullaan suorittamaan myös 3. prototyypille.

## **8.2 Taloudellinen onnistuminen ja vertailu nykyisiin siirtovaunuihin**

Takaisinmaksuajan arvioiminen on oleellinen osa tuotekehitysprosessin onnistumisen analysoinnissa. Takaisinmaksuaika voidaan määrittää arvioimalla millä myyntimäärillä ja myyntikatteilla saadaan tuotekehitysprojektin investoinnit katettua. Yleispätevää ohjetta siitä, mihin takaisinmaksuaikaan tulisi pyrkiä ei ole, mutta tämän tutkimuksen tapauksessa yhden vuoden takaisinmaksuaikaa voidaan pitää hyvänä tavoitteena.

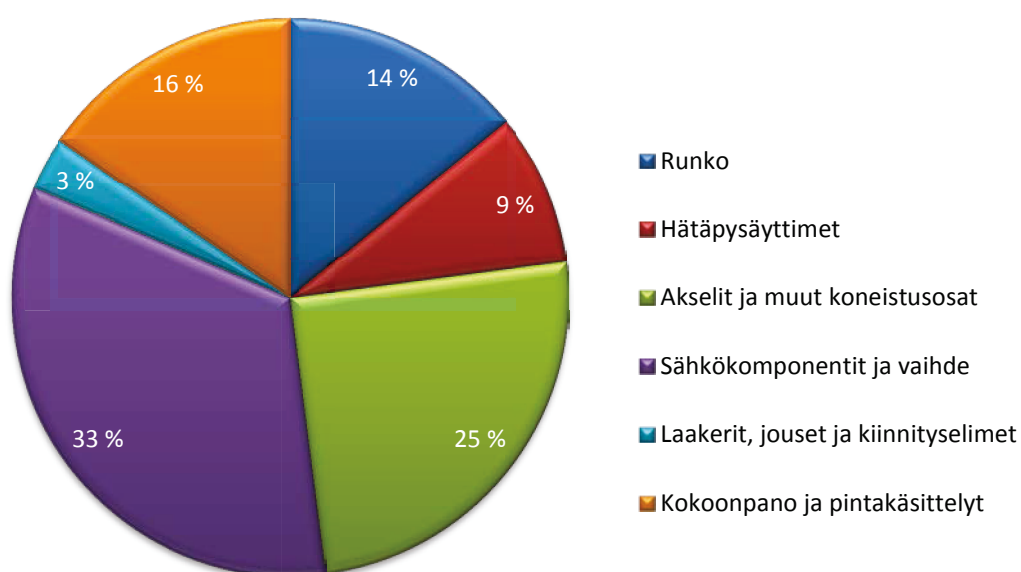
Tämän tutkimuksen yhteydessä ei ole toteutettu tarkkaa kustannusseurantaa. Kustannuksista saadaan kuitenkin hyvä arvio laskemalla yhteen eri asiantuntijaryhmien ja tutkimuksen tekijän työtunnit sekä prototyyppien materiaalikustannukset. Tämän perusteella karkeaksi kokonaiskustannusarvioksi saadaan noin 30 000 euroa.

Olettamalla, että jos yhdestä siirtovaunusta saadaan 1000 euron suuruinen myyntikate, niin tuotekehityskustannusten kattamiseen vaaditaan 30 kappaleen myynti. Uuden siirtovaunun tämän hetken tilauskanta seuraavalle kuudelle kuukaudelle on 24 kappaletta, jolloin voidaan olla varmoja siitä, että takaisinmaksuaika on alle vuoden. On myös muistettava, että siirtovaunujen yhteydessä myydään aina myös suurehko määrä kulkukiskoja, joiden myynnistä tulee myös myyntikatetta.

Lisäksi uuden siirtovaunun kehittäminen on ollut ehdottomana ehtona suuren projektitilauksen saamiselle. Olettamalla, että tästä tilauksesta saadaan kohtuullinen myyntikate, niin tämän tuotekehitysprojektin kulut saadaan moninkertaisena takaisin. Vaikka uusi siirtovaunu vähentääkin jonkin verran nykyisten siirtovaunujen myyntiä, niin silti voidaan sanoa, että tuotekehitysprojekti on ollut taloudellisesti erittäin kannattava.

Tulevaisuuden myynnin kannalta siirtovaunun valmistuskustannukset ovat merkittävässä asemassa. Siirtovaunulle luotiin kustannusarvio prototyyppien valmistuskustannusten ja komponenttitoimittajilta pyydettyjen tarjousten perusteella. Kustannusarvio tehtiin 15 kappaleen sarjalle. Suunnitteluprosessin alussa siirtovaunulle asetettiin 1000 euron valmistuskustannustavoite. Rakenteen optimoinnista huolimatta tämä tavoite ylittyi. Kuvassa 40 on esitetty uuden siirtovaunun suhteelliset valmistuskustannukset osaluueittain.





Kuva 40. Uuden siirtovaunun kustannusarvio osa-alueittain.

Uuden siirtovaunun kokonaisvalmistuskustannuksiksi arvioitiin noin 1130 euroa. Tämä tarkoittaa 130 euron eli 13 prosentin ylitystä verrattuna tavoitteeseen. Ylityksestä huolimatta valmistuskustannuksia voidaan pitää vähintäänkin kohtuullisina suhteutettuna siirtovaunun kapasiteettiin ja ominaisuuksiin. Valmistuskustannukset ovat samaa luokkaa kuin pienemmän kapasiteetin Minilift-siirtovaunulla. Roslift-siirtovaunujen valmistuskustannukset ovat puolestaan lähes 2,5 -kertaiset verrattuna uuteen siirtovaunuun. Taulukossa 18 on esitetty yhteenveto nykyisten kiipeävien siirtovaunujen ja uuden siirtovaunun valmistuskustannuksista ja tärkeimmistä teknisistä ominaisuuksista

Taulukko 18. Nykyisten ja uuden kiipeävän siirtovaunun teknisten ominaisuuksien vertailu.

Siirtovaunu	Minilift	Roslift400	Roslift500	Uusi
Suurin nousukulma	10°/15°	90°	30°/90°	30°/35°
SSK	500/400 kg	400 kg	600/500 kg	400/500 kg
Moottoriteho	1x0,37 kW	2x0,37 kW	2x0,37 kW	1x0,55 kW
Nopeus	5 m/min	6 m/min	6,5 m/min	6 m/min
Omamassa	30 kg	55 kg	65 kg	35 kg
Ulkomitat	32x33x39 cm	53x38x55 cm	51x43x55 cm	27x35x48 cm
Päämateriaali	RST	Alumiini	Alumiini	RST
Korroosionkesto	Hyvä	Normaali	Hyvä	Hyvä
Kiskotyyppi	RS133D	RS127	RS127 <sup>(*)</sup> /RS137	RS127 <sup>(*)</sup> /RS137
Omakustannushinta	1000 €	2700 €	2900 €	1130 €

<sup>(\*)</sup> Vaihtoehtoinen kiskotyyppi

### **8.3 Suunnitteluprosessin onnistumisen ja tulosten analysointi**

Uuden siirtovaunun suunnitteluprosessi onnistui kokonaisuutena hyvin. Suunnittelun perustana käytetty systemaattinen suunnitteluprosessin malli palveli kehitystyötä aina tehtävän asettelusta viimeistelyyn asti. Tehtävänasettelussa suoritettua taustatutkimuksen perusteella saatiin vankat lähtökohdat konseptisuunnitteluun. Yrityksen nykyisten kiipeävien siirtovaunujen ja kilpailijoiden vastaavien tuotteiden analysointi antoi kattavan kuvan kiipeävissä siirtovaunuissa käytetyistä ratkaisuksista, niiden haasteista ja rajoituksista. Näiden tietojen perusteella uuden siirtovaunun vaatimuslistan ja konseptin luominen helpottui.

Konseptisuunnittelussa mahdollisia ratkaisuvaihtoehtoja onnistuttiin tehokkaasti löytämään systemaattisten menetelmien avulla. Tutkimusongelman ratkaiseminen helpottui jakamalla kokonaistoiminto osatoimintoihin ja etsimällä ratkaisuvaihtoehtoja pienemmille kokonaisuuksille. Tällä tavoin osatoimintojen ratkaisuvaihtoehtoja ja niistä yhdistettyjä mahdollisia kokonaisratkaisumuunnelmia löytyi useita. Asiantuntijaryhmän avustuksella laaditut arviointikriteerit ja ratkaisuvaihtoehtojen pistearviointi osoittautuivat toimiviksi keinoiksi parhaan mahdollisen kokonaisratkaisun etsinnässä.

Kokeellinen tutkimus oli tärkeässä asemassa heti konseptisuunnitteluvaiheesta lähtien. Konseptisuunnittelun perusteella valitusta kokonaisratkaisuvaihtoehdosta rakennettiin karkea 1. prototyyppi. Tämän prototyypin tavoitteena oli tutkia konseptin toimivuutta ja mahdollisia ongelmakohtia. 1. prototyypin kokeet onnistuivat kohtuullisen hyvin ja tämän perusteella voitiin edetä jatkokehittelyvaiheeseen.

Jatkokehittelyn tuloksena siirtovaunun rakennetta ja osatoimintojen toteutusta saatiin parannettua. Tärkeimpiä jatkokehityskohteita olivat jousitus, akselirakenteet, hätäpysäytinmekanismi, päätyrajakatkaisimet ja rungon rakenne. Jousituksen rakennetta ja jäykkyyttä jouduttiin muuttamaan useaan kertaan toivotun toiminnallisuuden saavuttamiseksi. Ensimmäisissä testeissä kiskon kuluminen oli voimakasta ja siirtovaunu kulki kiskolla levottomasti etenkin ilman ulkoista kuormaa. Jousituksen rakennetta ja jäykkyyttä muuttamalla kiskon kuluminen saatiin hallintaan ja siirtovaunun kulku kiskolla parani.

Yläakselin laakerointi toteutettiin erillisillä laakeripesillä ja näihin upotettavilla urakuu-lalaakereilla. Akselilinjan suoruuden ja huollettavuuden parantamiseksi toisen puolen laakeripesä kiinnitettiin irrotettavaan runkolevyyn. Tällä tavoin välttyttiin rungon hitsauksen jälkeiseltä koneistukselta, jolla olisi tällöin täytynyt varmistaa akselilinjan suoruus. Valittu ratkaisu osoittautui toimivaksi 2. prototyypin kokoonpanon perusteella.

Hätäpysäytinmekanismeissa hyödynnettiin osittain olemassa olevaa ratkaisua. Nykyisessä ratkaisussa on kuitenkin havaittu ongelma, joka johtuu mekanismin tartuntakynsi-en vastinosassa käytetyn hidastinmuovin tilantarpeesta. Tämän vuoksi uuteen siirtovaunuun kehitettiin uudenlainen hätäpysäytinmekanismin vastinosa. Ongelmia aiheuttaneesta hidastinmuovista luovuttiin ja sen tilalle kehitettiin yksinkertainen levyleikkeestä valmistettu vastinosa.

Hidastinmuovin poistaminen kuitenkin vähensi hätäpysäytyksen pehmeyttä ja tämän vuoksi pysäytyksestä aiheutuva kuormitushuippu kasvoi. Kokeiden perusteella hidastinmuovin poistaminen ei kuitenkaan aiheuttanut liian suuria kuormituksia. Tämä johtui siitä, että kiskon suurin kallistuskulma on rajoitettu, jolloin nopeassa pysäytyksessä vaijereiden varaan ripustettu taakka ikään kuin joustaa sivusuunnassa vaimentaen kuormitushuippua. Lisäksi siirtovaunun jousitus pehmensi hätäpysäytystä. Onnistuneiden kokeiden perusteella uusi hätäpysäytinmekanismi todettiin toimivaksi.

Uuden vastinosan ansiosta hätäpysäytinmekanismin tilantarvetta saatiin huomattavasti pienennettyä, jolloin kulkukiskon kannakkeille jää enemmän tilaa. Uuden vastinosan komponentit ovat myös huomattavasti edullisempia nykyiseen ratkaisuun verrattuna. Lisäksi uuden ratkaisun myötä hätäpysäytinmekanismi ei rikkoudu toimiessaan, kuten nykyiselle ratkaisulle tapahtuu.

Nykyisissä siirtovaunuissa havaitut päätyrajakatkaisimien ongelmat saatiin ratkaistua uudennlaisella päätyrajakatkaisimien sijoittelulla. Rungon sisäpuolelle sijoitetut päätyrajakatkaisimet ovat suojattuina, jolloin ne eivät rikkoudu siirtovaunua käsiteltäessä. Lisäksi niiden sijainti saatiin siirtovaunun pyörähdyskeskipisteeseen, jolloin ne eivät törmää kiskoon missään tilanteissa.

Runko muodostaa noin puolet siirtovaunun kokonaispainosta ja vajaan viidenneksen komponenttien kokonaiskustannuksista. Siksi mekaniikkasuunnitteluvaiheen tärkeimpänä tuloksena voidaan pitää rungon optimoinnin onnistumista. FEM-analyysin ja kokeiden perusteella 3. prototyypin rungon rakenteesta saatiin lujempi ja samaan aikaan kevyempi verrattuna 2. prototyypin runkoon. Optimoinnin seurauksena 3. prototyypin rungon jäykkyys parani noin 15 prosenttia ja taivutusvastus kasvoi noin 30 prosenttia verrattuna 2. prototyyppiin. Tuloksesta tekee merkittävän se, että samanaikaisesti rungon kokoa saatiin pienennettyä ja sen paino laski noin 15 prosenttia. Lisäksi rungon osien kustannukset laskivat noin 10 prosenttia.

Mekaniikkasuunnittelun onnistumisen kannalta tärkeä saavutus oli myös pyörävoimien ratkaiseminen, koska ne olivat perusta koko muulle lujuuslaskennalle. Pyörävoimien ratkaisu osoittautui haastavaksi voimia kuvaavien yhtälöiden epälineaarisuuden ja useiden muuttujien vuoksi. Suurimpana haasteena oli ratkaista siirtovaunun kallistumiskulman suuruus muiden muuttujien eli jousituksen jäykkyyden, ulkoisen kuormituksen ja kiskon kallistumiskulman funktiona.

Siirtovaunun kallistumiskulman riippuvuudelle muista muuttujista saatiin kuitenkin ratkaisu numeeristen laskentamenetelmien avulla. Ratkaisun oikeellisuus onnistuttiin todentamaan käytännön kokeilla. Näissä kokeissa siirtovaunun prototyyppiä kuormitettiin erisuuruisilla kuormilla ja kiskon kallistuskulmilla. Siirtovaunun kallistumiskulma mitattiin eri kuormitustilanteissa. Tämän jälkeen mittaustuloksia verrattiin laskentamallin antamiin tuloksiin vastaavissa kuormitustilanteissa. Mittaistulosten ja laskentamallin tulosten ero oli keskimäärin noin 5 prosenttia. Eron perusteella pyörävoimien laskentamallia voidaan pitää lujuusanalyysin kannalta riittävän tarkkana.

Laskentamallin käyttäytyminen oli epätarkkaa vain pienillä kiskon kallistumiskulmilla. Tämä johtui, siitä että pyörävoimayhtälöiden termit lähestyvät nollaa eri tahtiin, kun kiskon kallistumiskulma lähestyy nollaa. Tällöin matemaattinen ratkaisu ei antanut todellisuuden kanssa yhteneviä tuloksia. Tämä ongelma oli kuitenkin epäoleellinen lujuusanalyysin kannalta, sillä suurimmat pyörävoimien arvot esiintyivät suurilla kiskon kallistuskulman arvoilla.

## 8.4 *Jatkotoimenpiteet*

Uuden siirtovaunun kehitys saatiin lähes loppuun asti tämän tutkimuksen perusteella. Suunnittelutyön tuloksena saatu 3. prototyyppi on valmisteilla, mutta sen testausta ei pystytty suorittamaan tämän työn puitteissa. Edellisten prototyyppien kokeiden ja mekaniikkasuunnittelun tulosten perusteella 3. prototyyppiä voidaan alustavasti pitää myös tulevana tuotantoversiona. Lopulliseen tuotantoversioon joudutaan todennäköisesti tekemään vain hienosäätöä ja viimeistelyä.

Siirtovaunun rakenne- ja toiminta-analyysi onnistuttiin kattavasti käsittelemään tässä tutkimuksessa. Merkittävin lisätutkimusta vaatima osa-alue on siirtovaunun kulkupyörien ja kiskon välinen kitka-analyysi. Tässä tutkimuksessa hyödynnettiin nykyisen Roslift-siirtovaunun kitka-analyysin tuloksia, sillä kulkupyörien ja kiskon geometria on sama. Tulosten varmistamiseksi viimeiselle prototyypille täytyy vielä tehdä lisää kokeita tilanteista, joissa kitkavoima on mahdollista menettää.

2. prototyypin testien perusteella siirtovaunun toiminnallisuus on melko hyvällä tasolla. Kuten jo aiemmin on mainittu, siirtovaunun kulkeminen kuluneella kiskolla oli melko epätasaista. Tämä ongelma ei aiheuta vaaraa, mutta siirtovaunun käyttö voi tuntua epä-mukavalta. Siksi siirtovaunun käyttäytymistä kuluneella kiskolla on syytä tutkia vielä lisää ja tähän ongelmaan on pyrittävä löytämään parannuskeinoja.

Tämän tutkimuksen yhteydessä on myös esitetty ajatuksia uuden kiipeävien siirtovaunujen tuoteperheen luomisesta. Idea on lähtenyt liikkeelle pyrkimyksestä yhtenäistää tuotevalikoimaa, sillä nykyiset kiipeävät siirtovaunut ovat keskenään erilaisia sekä rakenteeltaan että osiltaan. Tuoteperhe rakentuisi tässä tutkimuksessa kehitetyn uuden siirtovaunun ympärille. Siirtovaunusta voitaisiin kehittää sekä kevyempi että raskaampi versio. Kevyempi versio kiipeäisi noin 10–15 astetta, jolloin siinä voitaisiin käyttää pienempää moottoria ja vaihdetta. Raskaampi versio pystyisi kiipeämään pystysuoraan siihen lisätyn toisen moottorin avulla.

Uudessa tuoteperheessä kaikkien kokoluokkien siirtovaunutyytit käyttäisivät pääosin samoja osia. Siirtovaunun konstruktiosta tehtäisiin toisin sanoen modulaarinen. Tällöin perusrakenne, sisältäen esimerkiksi rungon ja akseliston rakenteet, voisi olla kaikissa kokoluokissa sama. Tähän perusrakenteeseen liitettäisiin tarvittavat moottorit ja vaihteet riippuen suurimmasta vaaditusta kiipeämiskulmasta.

Uuden siirtovaununperheen luominen vaatii kuitenkin suuria investointeja ja toisaalta nykyiset kiipeävät siirtovaunut palvelevat omaa käyttötarkoitustaan melko hyvin. Tästä huolimatta modulaarisen siirtovaununperheen tuomat edut ovat suuria ja siksi tätä mahdollisuutta ei kannata täysin sivuuttaa. Modulaarinen rakenne tehostaisi kiipeävien siirtovaunujen tuotantoa ja varaston hallintaa.

## 9 Yhteenveto

Luoksepääsyjärjestelmä on yleisnimitys järjestelmälle, joka mahdollistaa turvallisen pääsyn korkealla sijaitsevaan huoltokohteeseen. Riipputelinejärjestelmä on puolestaan tietynlainen luoksepääsyjärjestelmä, johon kuuluvat muun muassa riipputeline, siirtovaunut, kiskorata ja kiskoradan kannakkeet. Riipputelinejärjestelmiä käytetään yleisesti korkeiden rakennusten lasijulkisivujen huoltoon. Siirtovaunu on riipputelinejärjestelmän osa, jota käytetään riipputelineen kannattamiseen ja liikuttamiseen kiskorataa pitkin. Haastavissa kohteissa kiskorata mukailee rakennuksen julkisivun muotoja sekä pysty että vaakasuunnissa. Tällöin on käytettävä erityisiä moottoroituja siirtovaunuja, jotka kykenevät kiipeämään kaltevaa kiskorataa pitkin.

Tämän tutkimuksen tavoitteena oli kehittää uudenlainen kustannustehokas kiipeävä siirtovaunu. Uuden siirtovaunun tärkeimpiä vaatimuksia olivat riittävä kiipeämiskapasiteetti sekä nykyisissä siirtovaunuissa havaittujen puutteiden huomioiminen. Lisäksi siirtovaunun kiipeämismekanismin on perustuttava kitkaan, koska se kehitettiin olemassa oleville kiskotyypeille. Siirtovaunun suunnittelussa pyrittiin hyödyntämään nykyisten siirtovaunujen toimiviksi havaittuja ratkaisuja.

Suunnitteluprosessissa hyödynnettiin systemaattista mallia, jossa suunnitteluongelmaa käsitellään askel kerrallaan. Systemaattinen suunnittelumalli koostuu neljästä päävaiheesta, joita ovat tehtävän asettelu, konseptisuunnittelu, jatkokehitys ja viimeistely. Päävaiheet jaetaan edelleen työ- ja päätösaskeleisiin. Työaskeleiden tavoitteena on saavuttaa tyydyttävä päätösaskel, jonka perusteella voidaan edetä seuraavaan päävaiheeseen. Lisäksi suunnitteluprosessia ohjaavat vahvasti riipputelinejärjestelmiä koskevat standardit ja niiden turvallisuusvaatimukset.

Siirtovaunun suunnitteluprosessin tehtävän asettelussa perehdyttiin nykyisiin ratkaisuihin ja markkinatutkimuksen perusteella tunnistettuihin asiakastarpeisiin. Tämän perusteella luotiin vaatimuslista, johon kirjattiin uudelta laitteelta vaaditut ominaisuudet. Vaatimuslistan avulla aloitettiin siirtovaunun konseptisuunnittelu. Konseptisuunnittelussa vaatimuslistan perusteella pyrittiin löytämään mahdollisia ratkaisuita tutkittavaan ongelmaan. Lupaavin ratkaisu valittiin jatkokehittelyyn pistearvioinnin ja kohtuullisen hyvin onnistuneen karkean 1. prototyypin perusteella.

Jatkokehittelyyn valittiin teräsrakenteinen hitsattuun levyleikerunkoon ja erillisjousituksen perustuva ratkaisuvaihtoehto. Tärkeimpiä jatkokehityskohteita olivat rungon rakenne, jousitus, hätäpysäytinmekanismi, laakerointi ja päätyrajakatkaisimet. Rungon rakenteessa täytyi huomioida riittävän lujuuden lisäksi eri komponenttien sijoittelu sekä kiskon tilantarve taivutuksissa ja kaltevilla osuuksilla. Oikeanlaisen jousituksen kehittäminen oli tärkeää, koska jousitus tasaa epätasaisuuksista johtuvia kuormitushuippuja ja varmistaa siirtovaunun moitteettoman toiminnan erilaisissa tilanteissa.

Hätäpysäytinmekanismeissa käytettiin osittain olemassa olevaa ratkaisua. Tätä ratkaisua kuitenkin kehitettiin ja siitä poistettiin aiemmin havaitut ongelmat. Päätyrajakatkaisimet onnistuttiin sijoittamaan rungon sisäpuolelle suojaan, jolloin nykyisissä siirtovaunuissa havaitut päätyrajakatkaisimien rikkoutumisongelmat pystyttiin välttämään. Laakerointi toteutettiin siten, että kalliilta rungon koneistukselta vältyttiin. Lisäksi laakeroinnin suunnittelussa kiinnitettiin erityistä huomiota siirtovaunun valmistettavuuteen ja huollettavuuteen. Jatkokehityksen tulosten perusteella rakennettiin paranneltu 2. prototyyppi, joka menestyi testeissä pieniä toiminnallisuuspuutteita lukuun ottamatta hyvin.

Viimeistelyvaiheessa konstruktion komponentit mitoitettiin ja optimoitiin. Tärkeimpinä tuloksina voidaan pitää pyörävoimien ratkaisemista ja rungon onnistunutta optimointia. Pyörävoimien ratkaiseminen oli suunnittelun kannalta erityisen tärkeää, sillä niiden suuruus vaikuttaa lähes kaikkien komponenttien lujuuslaskelmiin. Pyörävoimien ratkaiseminen oli haastavaa, mutta niille löydettiin lopulta ratkaisu numeerisin menetelmin. Rungon optimointi onnistui myös mainiosti FEM -analyysin avulla ja rakenteesta saatiin samanaikaisesti lujempi ja kevyempi. Lujuusanalyysin tulokset pystyttiin onnistuneesti todentamaan käytännön kokeilla.

Tutkimuksessa onnistuttiin kehittämään toimiva siirtovaunuratkaisu, joka vastasi asetettuihin vaatimuksiin. Kehitetyt ratkaisut onnistuttiin analysoimaan teoreettisesti ja kokeellinen tutkimus yhteni hyvin teoreettisten tulosten kanssa. Kustannustavoitteesta jäätii hieman, mutta tulosta voidaan pitää vähintään kohtuullisena suhteutettuna uuden siirtovaunun kapasiteettiin ja ominaisuuksiin. Tärkeimpiä jatkokehityskohteita ovat 3. prototyypin testaus ja tuotantoversio viimeistely.



## Lähdeluettelo

CN 201647595. 2010. Friction drive climbing trolley. Huangshi Huatian Automatic Equipment Co Ltd, Kiina. (Gouping, C.) CN 201020167631, 22.04.2010. Julk. 14.11.2010. 7 s.

Collins, J. A. 2003. Mechanical design of machine elements and machines : a failure prevention perspective. New York : Wiley. ISBN 0-471-03307-3.

FEM 1.001, booklets 1–9. 1998. Rules for the design of hoisting appliances. 3.painos. Pariisi, Ranska: European Handling Federation. 350 s.

FI 74433. 1983. Tavarankuljetukseen tarkoitettu laite. Interbau Ltd, Nicosia, Kypros. (Hedstrom, T.) FI 830605, 23.02.1983. Julk. 16.8.1983. 17 s.

FI 96192. 1995. Siirtovaunu. Roschier, M. Espoo, Suomi. (Roschier, M.) FI 943131, 29.6.1994. Julk. 30.12.1995. 18 s.

FI 96193. 1995. Kiskokuljetusjärjestelmä. Roschier, M. Espoo, Suomi. (Roschier, M.) FI 943132, 29.6.1994. Julk. 30.12.1995. 12 s.

FprEN1808. 2013. Safety requirements for suspended access equipment - Design calculations, stability criteria, construction - Examinations and tests. Brysseli, Belgia: European committee of standardization. 131s.

GB 2222393. 1990. A goods transporter. hedström, T. Norsborg, Ruotsi. (Hedstrom, T.) GB 8829514.1, 30.08.1988. Julk. 07.03.1990. 17 s.

Howard, E.B. 1986. Atlas of fatigue curves. Yhdysvallat: ASM International. 518 s. ISBN 0-87170-214-2

Kinanen, T. 1999. Riipputelineen siirtovaunun turvallisuuden analysoiminen ja kehittäminen. Diplomityö. Teknillinen korkeakoulu, Konetekniikan osasto. Espoo. 90 s.

Fraser, I. 2010. Konedirektiivin 2006/42/EY soveltamisopas. 2. painos. Euroopan komissio: Yritys- ja teollisuustoiminta. 415 s.

Korhonen, J. 2009. Siirtovaunujen kustannustehokas kehittäminen luoksepääsyjärjestelmiin. Diplomityö. Teknillinen korkeakoulu, Koneenrakennustekniikan laitos. Espoo. 87 s.

Korhonen, J. 2010. Minilift - tekninen tiedosto. Julkaisematon tutkimusselostus. Rostek Oy. Espoo. 24 s.

Lukkala, M. 2007. Henkilökuljettimen siirtovaunun kehittäminen ja rakenneanalyysi. Diplomityö. Tampereen teknillinen yliopisto, Konetekniikan koulutusohjelma. Tampere. 112 s.

Meconet Oy. 2014. Jousiluettelo – Varastotuotteet. 221 s. (elektroninen aineisto). [Viitattu 28.2.2015]. Saatavissa: <http://meconet.fi>.

NIDI, Nickel Development Institute. Design guidelines for the selection and use of stainless steel. A Designer' handbook series no. 9014. 54 s. (elektroninen aineisto). [Viitattu 28.2.2015]. Saatavissa: <http://nickelinstitute.org>.

Pahl, G. & Beitz, W. 1990. Koneensuunnitteluoppi. 2. painos. Porvoo, Suomi: Metalliteollisuuden kustannus Oy. 608 s. ISBN 951-817-468-7

Pahl, G. & Beitz, W. & Feldhusen, J. & Grote K.H. 2007. Engineering Design. 3. painos. Lontoo, Iso-Britannia: Springer-Verlag. 617 s. ISBN 1-84628-318-3.

Roozenburg, N. & Eekels, J. 1995. Product Design: Fundamentals and Methods. Chichester, Iso-Britannia: John Wiley & Sons Ltd. 397 s. ISBN 0-471-94351-7.

Schaeffler. Bearing selection. (elektroninen aineisto). [Viitattu 28.2.2015]. Saatavissa: <http://medias.schaeffler.de>.

SFS-EN 755-2. 2013. Alumiini ja alumiiniseokset. Pursotetut tangot, putket ja profiilit. Osa 2: Mekaaniset ominaisuudet. 3. painos. Helsinki, Suomi: Suomen standardisoimisliitto. 93 s.

SFS-EN 1808. 2010. Riipputelinejärjestelmän turvallisuusvaatimukset - Suunnittelulaskelmat, vakavuus, rakenne. Testit. 2. painos. Helsinki, Suomi: Suomen standardisoimisliitto. 144 s.

SFS-EN ISO 9002. 1994. Laatujärjestelmät. Tuotannon, asennuksen ja huollon laadunvarmistusmalli. 2. painos. Helsinki, Suomi: Suomen standardisoimisliitto. 29 s.

SFS-EN 10088-4. 2009. Ruostumattomat teräkset. Osa 4: Rakennuskäyttöön tarkoitetut korroosionkestävät levyt ja nauhat. Tekniset toimitusehdot. Helsinki, Suomi: Suomen standardisoimisliitto. 85 s.

SFS-EN 10088-5. 2009. Ruostumattomat teräkset. Osa 5: Rakennuskäyttöön tarkoitetut korroosionkestävät tangot, valssilangat, langat, profiilit ja kirkkaat tuotteet. Tekniset toimitusehdot. Helsinki, Suomi: Suomen standardisoimisliitto. 92 s.

STM. 2014a. Product information: Worm gearboxes. 58 s. (elektroninen aineisto). [Viitattu 28.2.2015]. Saatavissa <http://stmfinland.fi>.

STM. 2014b. Product information: Three-phase and single-phase electric motors. 81 s. (elektroninen aineisto). [Viitattu 28.2.2015]. Saatavissa <http://stmfinland.fi>.

Tuomaala, J.1995. Luova koneensuunnittelu. Tampere, Suomi: Tammertekniikka Ky. 287 s. ISBN 915-9004-62-5

Ullman, D.G. 1992. The mechanical design process. New York, Yhdysvallat: McGraw-Hill, Inc. 415 s. ISBN 0-07-065739-4.

Ulrich, K. T. & Eppinger, S. D. 2007. Product design and development. 4. painos. New York, Yhdysvallat: McGraw-Hill Irwin, cop. 415s. (International edition). ISBN 978-007-125947-7.

Ulrich, K. T. & Eppinger, S. D. 2012. Product design and development. 5. painos. New York, Yhdysvallat: McGraw-Hill Irwin, cop. 415s. (International edition). ISBN 978-007-108695-0.

US 3934682. 1976. Safety device for lifts, hoists and like apparatus. Hedström, T. Huddinge, Ruotsi. (Hedstrom, T.) US 412732, 05.11.1973. Julk. 27.01.1976. 5 s.

US 3935822. 1976. Monorail trolley. Demag Aktiengesellschaft, Saksa. (Kaufmann, K. E.) US 500353, 26.08.1974. Julk. 03.02.1976. 7 s.

US 5235917. 1993. Monorail trolley with U-shape frame extending over, above, and supounding the rail. Mannesmann Aktiengesellschaft, Saksa. (Luck, J. & Spöler, J. G. & Siegmund, R.) US 779033, 18.10.1991. Julk. 17.08.1993. 12 s.

US 6178891 B1. 2001. Suspension monorail with climbing trolley. Mannesmann Aktiengesellschaft, Dusseldorf, Saksa. (Ostholt, R. & Weber, S. V.) US 09/226892, 7.1.1999. Julk. 30.1.2001. 12 s.

Valtanen, E. 2009. Tekniikan taulukkokirja. Mikkeli, Suomi: Genesis-Kirjat Oy. 1104s. ISBN 978-952-986734-9.

Virtanen, S. & Hagmark, P.E. 1997. Käyttövarmuus tuotesuunnittelussa : ratkaisujen etsiminen ja valinta. Teknillinen korkeakoulu, Konetekniikan osasto. Espoo, Suomi. Julkaisusarja nro 21. ISBN 951-22-3596-X

## **Liiteluettelo**

Liite 1      Siirtovaunun tekninen laskenta. 16 sivua.

Liite 2      Siirtovaunun kokoonpanopiirustukset. 5 sivua.

# Liite 1. Siirtovaunun tekninen laskenta

## 1. PYÖRÄVOIMAT

### 1.1 Lähtöarvot

Akseliväli kiskoa vastaan kohtisuorassa suunnassa

$$a_{w0} := 199 \text{ mm}$$

Ripustuspisteen etäisyys kiskon keskeltä

$$l_{t1} := 214 \text{ mm}$$

Ripustuspisteen etäisyys yläpyörän keskipisteestä

$$l_{t3} := 322 \text{ mm}$$

Suurin sallittu kuormitus

$$SSK := 5000 \text{ N}$$

Kuormituskertoimet KT1 ja KT3

$$KT := \begin{bmatrix} 1.25 \\ 2.5 \end{bmatrix}$$

Kiskon suurin kallistuma horisonttiin nähden

$$\alpha_{k,max} := 30^\circ$$

Siirtovaunun kallistuma kiskoon KT1:n suurimmassa kuormitustilanteessa (kun  $\alpha_k = 30^\circ$ )

$$\beta_{m.KT1} := 12^\circ$$

Pyörien kosketuspintojen välinen etäisyys

$$h_{ki} := 124 \text{ mm}$$

Ripustuspisteen etäisyys yläpyörän ja kiskon kosketuspisteestä

$$l_{t2} := 278 \text{ mm}$$

Pyörien vierintähalkaisija

$$D_w := 75 \text{ mm}$$

Vaakasuora voima

$$F_h := SSK \cdot \sin(15^\circ) = 1294 \text{ N}$$

Kitkakertoimen minimi AI-RST ja oletettu keskiarvo

$$\mu_{min} := 0.1 \quad \mu_{ka} := \frac{0.1 + 0.7}{2} = 0.4$$

Pyörien kiskon suuntainen etäisyys

$$a_{ki}(\beta) := \tan(\beta) \cdot a_{w0}$$

Siirtovaunun kallistuma kiskoon nähden KT3:n suurimmassa kuormitustilanteessa (kun  $\alpha_k = 30^\circ$ )

$$\beta_{m.KT3} := 14.8^\circ$$

### 1.2 Taakan voimakomponentit ja momenttivarret

Taakan kiskonsuuntainen komponentti

$$F_x(\alpha_k) := \sin(\alpha_k) \cdot SSK \cdot KT$$

Taakan kiskonsuuntaisen komponentin momenttivarssi

$$l_{Fx}(\beta) := \cos(\beta) \cdot l_{t3} - \frac{D_w}{2}$$

Taakan aiheuttama momentti yläpyörän kosketuspisteen suhteen

$$M_F(\alpha_k, \beta) := F_x(\alpha_k) \cdot l_{Fx}(\beta) - F_y(\alpha_k) \cdot l_{Fy}(\beta)$$

Taakan aiheuttama kiskoa vastaan kohtisuora alapyörävoima

$$P_{2F}(\beta, \alpha_k) := \frac{M_F(\alpha_k, \beta)}{l_{P2x}(\beta)}$$

Taakan kiskoa vastaan kohtisuora komponentti

$$F_y(\alpha_k) := \cos(\alpha_k) \cdot SSK \cdot KT$$

Taakan kiskoa vastaan kohtisuoran komponentin momenttivarssi

$$l_{Fy}(\beta) := \sin(\beta) \cdot l_{t3}$$

Alapyörävoiman momonettivarssi

$$l_{P2x}(\beta) := a_{ki}(\beta)$$

Taakan aiheuttama kiskoa vastaan kohtisuora yläpyörävoima

$$P_{1F}(\beta, \alpha_k) := P_{2F}(\beta, \alpha_k) + F_y(\alpha_k)$$

Taakan aiheuttama kiskon suuntainen yläpyörävoima

$$K_{1F}(\alpha_k) := F_x(\alpha_k)$$

### 1.3 Jousen esikiristysvoiman aiheuttamat pyörävoimat

Esikiristysvoiman kiskonsuuntainen komponentti

$$S_{0x}(\beta, S_0) := \sin(\beta) \cdot S_0$$

Esikiristys kiskoa vastaan kohtisuora komponentti

$$S_{0y}(\beta, S_0) := \cos(\beta) \cdot S_0$$

Esikiristysvoiman aiheuttama kiskoa vastaan kohtisuora aläpyörävoima

$$P_{2J}(\beta, S_0) := S_{0y}(\beta, S_0)$$

Esikiristysvoiman aiheuttama kiskoa vastaan kohtisuora yläpyörävoima

$$P_{1J}(\beta, S_0) := P_{2J}(\beta, S_0)$$

Esikiristysvoiman kiskon suuntainen yläpyörävoima

$$K_{1J}(\beta, S_0) := S_{0x}(\beta, S_0)$$

### 1.4 Jousen voimat ja jousivakion määrittäminen

Jousivoiman vipuvarsi

$$a := 74 \text{ mm}$$

Pyörävoiman vipuvarsi

$$b := 67 \text{ mm}$$

Alustavasti valitun esikiristysjousen jousivakio

$$k_0 := 156 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Alustavasti valitun esikiristysjousen lepopituus ja esikiristysmatka

$$L_{00} := 64 \text{ mm} \quad \Delta a_{00} := 20 \text{ mm}$$

Esikiristysvoima jousesta pyörään

$$S_0 := \frac{a}{b} \cdot k_0 \cdot \Delta a_{00} = 3.4 \text{ kN}$$

Jousen puristuma käytössä

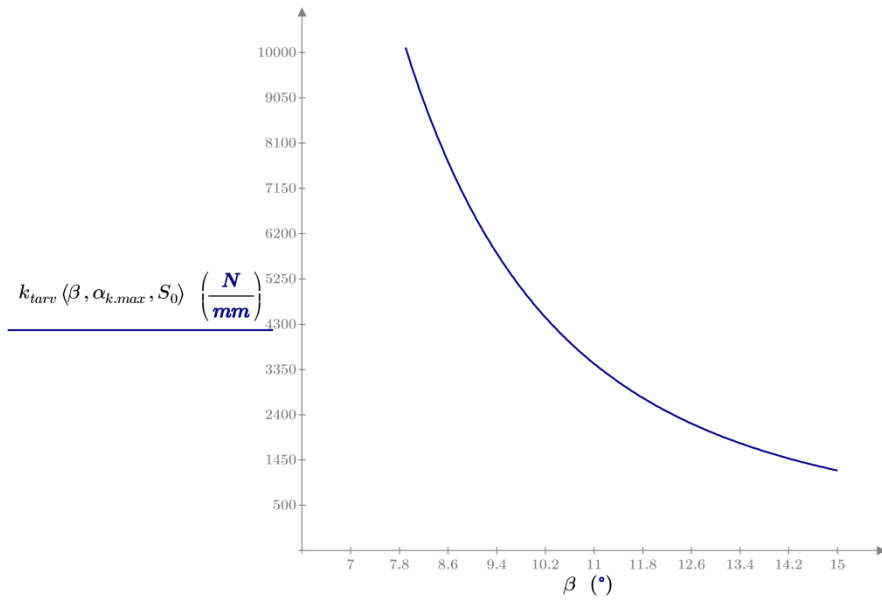
$$\Delta a_w(\beta) := a_{w0} \cdot \left( \sqrt{1 + (\tan(\beta))^2} - 1 \right)$$

Jousen kokonaispuristuma esikiristys huomioiden

$$\Delta a_{w.tot}(\beta, \Delta a_0) := \Delta a_w(\beta) + \Delta a_0$$

Tarvittava teoreettinen kokonaisjousivakio

$$k_{tarv}(\beta, \alpha, S_0) := \frac{SSK \cdot KT_0 \cdot \frac{\sin(\alpha)}{\sin(\beta)} - S_0}{\Delta a_w(\beta)}$$



Kuva 1.4.1. Teoreettinen tarvittava jousivakio kulman  $\beta$  funktiona, kun  $\alpha = 30^\circ$ .

Teoreettinen tarvittava jousivakio redusoituna pyörään

$$k_{tarv}(\beta_{m.KT1}, \alpha_{k.max}, S_0) = 2606 \frac{N}{mm}$$

Teoreettinen tarvittava jousivoima redusoituna pyörään

$$S_{tarv} := S_0 + k_{tarv}(\beta_{m.KT1}, \alpha_{k.max}, S_0) \cdot \Delta a_w(\beta_{m.KT1}) = 15 \text{ kN}$$

Jousen suurin teoreettinen kokonaispuristuma käytössä redusoituna pyörään

$$\Delta a_{w.max1} := \Delta a_w(\beta_{m.KT1}) = 4.4 \text{ mm}$$

Jousen suurin puristuma ennen rajoitinta redusoituna pyörään

$$\Delta a_{w.max2} := \Delta a_w(14^\circ) = 6.1 \text{ mm}$$

Jousen suurin teoreettinen kokonaispuristuma käytössä

$$\Delta a_{max1} := \frac{a}{b} \cdot \Delta a_{w.max1} = 4.9 \text{ mm}$$

Jousen suurin puristuma ennen rajoitinta

$$\Delta a_{max2} := \frac{a}{b} \cdot \Delta a_{w.max2} = 6.7 \text{ mm}$$

40x20,4x2,5mm lautasjousen jousivakio, suurin puristuma, lepopytys ja materiaalin paksuus

$$k_{2.5} := 12464 \frac{N}{mm}$$

$$s_{2.5.max} := 1 \text{ mm}$$

$$L_{0.2.5} := 3.5 \text{ mm}$$

$$t_{2.5} := 2.5 \text{ mm}$$

Sarjaan kytkettyjen lautasjousten lukumäärä

2x rinnan kytkettyjen lautasjousten lukumäärä

$$n_{2.5.sk} := 3$$

$$n_{2.5.2rk} := 6$$

Jousipakan kokonaisjousivakio (esikiristysjousi + lautasjouset)

$$k_1 := \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \frac{n_{2.5.sk}}{k_{2.5}} + \frac{n_{2.5.2rk}}{2 \cdot k_{2.5}}} = 145 \frac{N}{mm}$$

Jousipakan käyttöjousivakio (lautasjouset sarjassa ja 2x rinnan)

$$k_2 := \frac{1}{\frac{n_{2.5.sk}}{k_{2.5}} + \frac{n_{2.5.2rk}}{2 \cdot k_{2.5}}} = 2077 \frac{N}{mm}$$

Jousipakan rajoitinjousivakio (lautasjouset rinnan)

$$k_3 := \frac{1}{\frac{n_{2.5.2rk}}{2 \cdot k_{2.5}}} = 4155 \frac{N}{mm}$$

Rungon karkeasti arvioitu jousivakio

$$k_4 := \frac{2124 \text{ mm}^2 \cdot 210 \text{ GPa}}{a_{w0}} = 2241407 \frac{N}{mm}$$

Esikiristysvoima jousissa

$$S_{0.max} := \frac{b}{a} \cdot S_0 = 3.1 \text{ kN}$$

Voima, jolla sarjaan kytketyt lautasjouset pohjaavat

$$S_{2.max} := \frac{1}{\frac{n_{2.5.sk}}{k_{2.5}}} \cdot n_{2.5.sk} \cdot s_{2.5.max} = 12.5 \text{ kN}$$

Voima, jolla 2x rinnan kytketyt lautasjouset pohjaavat

$$S_{3.max} := \frac{1}{\frac{n_{2.5.2rk}}{2 \cdot k_{2.5}}} \cdot n_{2.5.2rk} \cdot s_{2.5.max} = 24.9 \text{ kN}$$

Jousituksen kokonaispuristuma esikiristyksessä

$$\Delta a_2 := \Delta a_{00} + \frac{S_{0.max}}{k_2} = 21.5 \text{ mm}$$

Jousituksen kokonaispuristuma, sarjaan kytketyt lautasjouset puristuu kasaan

$$\Delta a_3 := \Delta a_{00} + n_{2.5\_sk} \cdot s_{2.5\_max} + \frac{S_{2\_max}}{k_3} = 26 \text{ mm}$$

Jousituksen kokonaispuristuma, kun osutaan rajoittimeen

$$\Delta a_4 := \Delta a_2 + \Delta a_{max2} = 28.2 \text{ mm}$$

Apuyhtälöt kuvaajan piirtoa varten:

$$\Delta a_{2\_3} := \Delta a_2, \Delta a_2 + 0.01 \text{ mm} \dots \Delta a_3$$

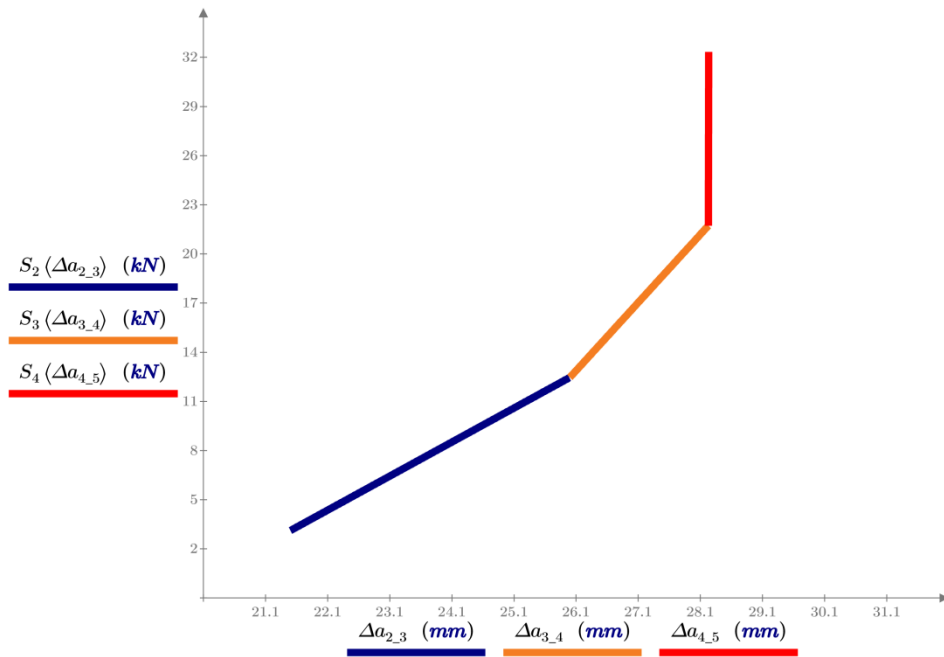
$$S_2(\Delta a) := S_{0\_max} + k_2 \cdot (\Delta a - \Delta a_2)$$

$$\Delta a_{3\_4} := \Delta a_3, \Delta a_3 + 0.01 \text{ mm} \dots \Delta a_4$$

$$S_3(\Delta a) := S_2(\Delta a_3) + k_3 \cdot (\Delta a - \Delta a_3)$$

$$\Delta a_{4\_5} := \Delta a_4, \Delta a_4 + 0.01 \text{ mm} \dots (\Delta a_4 + 10 \text{ mm})$$

$$S_4(\Delta a) := S_3(\Delta a_4) + k_4 \cdot (\Delta a - \Delta a_4)$$



Kuva 1.4.2. Jousen voimakuvaja jousen kokonaispuristuman funktiona.

Jousituksen kokonaispuristumat redusoituna pyörään ja näiden avulla lasketut akselivälin muutokset

$$\Delta a_{2\_red} := \frac{b}{a} \cdot \Delta a_2 = 19.5 \text{ mm}$$

$$\Delta a_{3\_red} := \frac{b}{a} \cdot \Delta a_3 = 23.5 \text{ mm}$$

$$\Delta a_{4\_red} := \frac{b}{a} \cdot \Delta a_4 = 25.6 \text{ mm}$$

$$\Delta a_{w2} := \Delta a_{3\_red} - \Delta a_{2\_red} = 4.1 \text{ mm}$$

$$\Delta a_{w3} := \Delta a_{4\_red} - \Delta a_{3\_red} = 2 \text{ mm}$$



Apuyhtälöt kuvaajan piirtoa varten:

$$\Delta a_{w.2\_3} := 0 \text{ mm}, 0 + 0.001 \text{ mm} \cdot \Delta a_{w2}$$

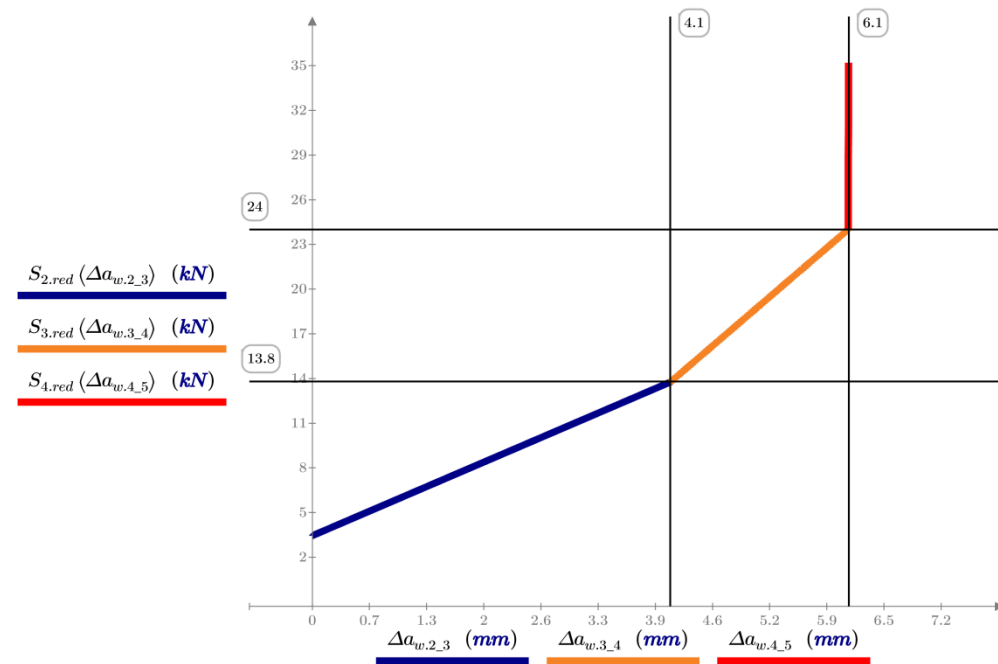
$$\Delta a_{w.3\_4} := \Delta a_{w2}, \Delta a_{w2} + 0.001 \text{ mm} \cdot \Delta a_{w3} + \Delta a_{w2}$$

$$\Delta a_{w.4\_5} := \Delta a_{w3} + \Delta a_{w2}, \Delta a_{w3} + \Delta a_{w2} + 0.001 \text{ mm} \cdot \Delta a_{w3} + \Delta a_{w2} + 10 \text{ mm}$$

$$S_{2.red}(\Delta a_w) := S_0 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 \cdot k_2 \cdot \Delta a_w$$

$$S_{3.red}(\Delta a_w) := S_{2.red}(\Delta a_{w2}) + \left(\frac{a}{b}\right)^2 \cdot k_3 \cdot (\Delta a_w - \Delta a_{w2})$$

$$S_{4.red}(\Delta a_w) := S_{3.red}(\Delta a_{w3} + \Delta a_{w2}) + k_4 \cdot (\Delta a_w - (\Delta a_{w3} + \Delta a_{w2}))$$



Kuva 1.4.3. Jousen voimakuvaja redusoituna alapyörään akselivälin muutoksen funktiona.

Jousituksen kokonaislepopitus

$$\Delta a_{0.tot} := n_{2.5\_sk} \cdot L_{0.2.5} + (L_{0.2.5} + t_{2.5}) \cdot n_{2.5\_2rk} + L_{00} = 110.5 \text{ mm}$$

Lautasjousipakan lepopitus

$$n_{2.5\_sk} \cdot L_{0.2.5} + (L_{0.2.5} + t_{2.5}) \cdot n_{2.5\_2rk} = 46.5 \text{ mm}$$

Suurin jousivoima pyörässä käytössä valitulla jousituksella,  
kun  $\Delta a_{w.max1} = 4.4 \text{ mm}$  ja  $\beta_{m.KT1} = 12^\circ$

$$S_{tod} := S_{3.red}(\Delta a_{w.max1}) = 15.7 \text{ kN}$$

Jousituksen kokonaispituus esikiristuksen jälkeen

$$\Delta a_{max3} := \Delta a_{0.tot} - \Delta a_2 = 89 \text{ mm}$$

Teoreettinen tarvittava jousivoima,  
kun  $\Delta a_{w.max1} = 4.4 \text{ mm}$  ja  $\beta_{m.KT1} = 12^\circ$

$$S_{tarv} = 15 \text{ kN}$$

## 1.5 Kokonaispyörävoimat ja niiden resultantit

Aläpyörävoima kohtisuoraan kiskoa  
vastaan

$$P_2 \langle \beta, \alpha_k, S_0 \rangle := P_{2F} \langle \beta, \alpha_k \rangle + P_{2J} \langle \beta, S_0 \rangle$$

Yläpyörävoima kohtisuoraan kiskoa  
vastaan

$$P_1 \langle \beta, \alpha_k, S_0 \rangle := P_{1F} \langle \beta, \alpha_k \rangle + P_{2J} \langle \beta, S_0 \rangle$$

Yläpyörävoima kiskon suuntaan  
(jos pyörä ei luista)

$$K_1 \langle \alpha_k, \beta, S_0 \rangle := K_{1F} \langle \alpha_k \rangle + K_{1J} \langle \beta, S_0 \rangle$$

Aläpyörävoiman resultantti

$$P_{2.RES} \langle \beta, \alpha_k, S_0 \rangle := P_2 \langle \beta, \alpha_k, S_0 \rangle$$

Yläpyörävoiman resultantti

$$P_{1.RES} \langle \beta, \alpha_k, S_0 \rangle := \sqrt{P_1 \langle \beta, \alpha_k, S_0 \rangle^2 + K_1 \langle \alpha_k, \beta, S_0 \rangle^2}$$

$$P_{1.RES} \langle \beta, \alpha_{k,max}, S_0 \rangle_0 \quad (kN)$$

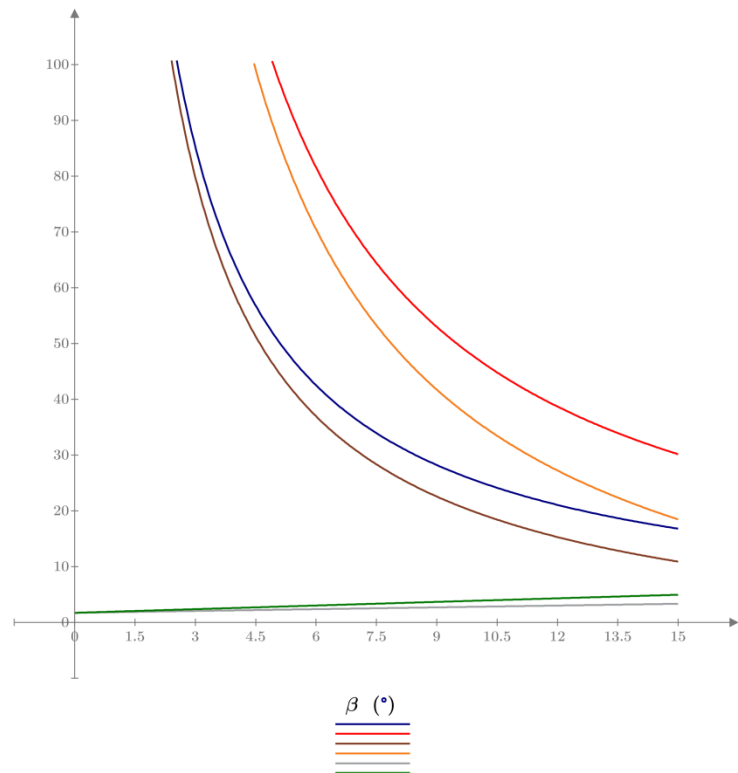
$$P_{1.RES} \langle \beta, \alpha_{k,max}, S_0 \rangle_1 \quad (kN)$$

$$P_{2.RES} \langle \beta, \alpha_{k,max}, S_0 \rangle_0 \quad (kN)$$

$$P_{2.RES} \langle \beta, \alpha_{k,max}, S_0 \rangle_1 \quad (kN)$$

$$K_1 \langle \beta, \alpha_{k,max}, S_0 \rangle_0 \quad (kN)$$

$$K_1 \langle \beta, \alpha_{k,max}, S_0 \rangle_1 \quad (kN)$$



Kuva 1.5.1. Kokonaispyörävoimien resultantit ja kiskon suunatainen yläpuörävoima kuormitustapauksissa 1 ja 3 kulman  $\beta$  funktiona, kun  $\alpha_{k,max} = 30^\circ$  ja  $S_0 = 3.4 \text{ kN}$ .

## 1.6 Pyörävoimien suurimmat arvot

Kulmien arvot, kun pyötävoimat ovat suurimmillaan

$$\alpha_{k.max} = 30^\circ \quad \beta_{m.KT1} = 12^\circ \quad \beta_{m.KT3} = 14.8^\circ$$

Yläpyörävoima kohtisuoraan kiskoa vastaan

$$P_{1.max} := \begin{bmatrix} P_1 \langle \beta_{m.KT1}, \alpha_{k.max}, S_0 \rangle_0 \\ P_1 \langle \beta_{m.KT3}, \alpha_{k.max}, S_0 \rangle_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 20.7 \\ 29.8 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Alapyörävoima kohtisuoraan kiskoa vastaan

$$P_{2.max} := \begin{bmatrix} P_2 \langle \beta_{m.KT1}, \alpha_{k.max}, S_0 \rangle_0 \\ P_2 \langle \beta_{m.KT3}, \alpha_{k.max}, S_0 \rangle_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 15.3 \\ 18.9 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Yläpyörävoiman resultantti:

$$P_{1.RES.max} := \begin{bmatrix} P_{1.RES} \langle \beta_{m.KT1}, \alpha_{k.max}, S_0 \rangle_0 \\ P_{1.RES} \langle \beta_{m.KT3}, \alpha_{k.max}, S_0 \rangle_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 21.1 \\ 30.6 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Alapyörävoiman resultantti

$$P_{2.RES.max} := \begin{bmatrix} P_{2.RES} \langle \beta_{m.KT1}, \alpha_{k.max}, S_0 \rangle_0 \\ P_{2.RES} \langle \beta_{m.KT3}, \alpha_{k.max}, S_0 \rangle_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 15.3 \\ 18.9 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Yläpyörävoima kiskon suuntaan (jos pyörä ei luista)

$$K_{1.max} := \begin{bmatrix} \langle K_{1F} \langle \alpha_{k.max} \rangle + K_{1J} \langle \beta_{m.KT1}, S_0 \rangle \rangle_0 \\ \langle K_{1F} \langle \alpha_{k.max} \rangle + K_{1J} \langle \beta_{m.KT3}, S_0 \rangle \rangle_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3.8 \\ 7.1 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Yläpyörän suurimman kitkavoiman minimi

$$K_{\mu.min} := P_{1.max} \cdot \mu_{min} = \begin{bmatrix} 2.1 \\ 3 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Yläpyörän suurimman kitkavoiman oletettu keskiarvo

$$K_{\mu.ka} := P_{1.max} \cdot \mu_{ka} = \begin{bmatrix} 8.3 \\ 11.9 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

## 1.7 Vaakasuora voima

Ulkoisen vaakavoiman aiheuttama momentti kiskon keskipisteessä

$$M_h := F_h \cdot l_{t1} = 277 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ulkoisen vaakavoiman aiheuttama aksiaalinen tukireaktio ylä- ja alapyörissä

$$F_a := \frac{M_h}{h_{ki}} = 2.2 \text{ kN}$$

## 2. Materiaaliominaisuudet

### EN 1808 mukaiset vaaditut materiaalien varmuuskertoimet

Teräksen varmuuskertoimet myödon suhteen, kun myötölujuuden suhde murtolujuuteen on alle 0,7

$$MK_{ET} := \begin{bmatrix} 1.5 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Alumiinin varmuuskertoimet myödon suhteen

$$MK_{EA} := \begin{bmatrix} 1.65 \\ 1.15 \end{bmatrix}$$

Staatinen myötörajasuhde ympyrälle taivutuksessa

$$\delta_{0.2by}(\sigma_E) := 1 + 0.53 \left( \frac{300 \text{ MPa}}{\sigma_E} \right)^{0.25}$$

### Ruostumattoman teräs AISI 304

Vetomyötölujuus

$$\sigma_{E.AISI304} := 220 \text{ MPa}$$

Vetomurtolujuus

$$\sigma_{R.AISI304} := 520 \text{ MPa}$$

Väsymislujuus (NIDI 2015, s. 9)

$$\sigma_{tw0.AISI304} := 241 \text{ MPa}$$

Taivutusmyötölujuus ympyräpoikkileikkaukselle

$$\sigma_{tE.AISI304} := \delta_{0.2by}(\sigma_{E.AISI304}) \cdot \sigma_{E.AISI304} = 346 \text{ MPa}$$

Myötölujuuden suhde murtolujuuteen

$$\frac{\sigma_{E.AISI304}}{\sigma_{R.AISI304}} = 0.4$$

Sallittu jännitys myödon suhteen

$$\sigma_{aE.AISI304} := \frac{\sigma_{E.AISI304}}{MK_{ET}} = \begin{bmatrix} 147 \\ 220 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Sallittu jännitys murren suhteen

$$\sigma_{aR.AISI304} := \frac{\sigma_{R.AISI304}}{MK_{RT}} = \begin{bmatrix} 130 \\ 347 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Kriittinen sallittu jännitys

$$\sigma_{akr.AISI304} := \begin{bmatrix} \sigma_{aR.AISI304_0} \\ \sigma_{aE.AISI304_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 130 \\ 220 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

### Ruostumattoman teräs AISI 329

Vetomyötölujuus

$$\sigma_{E.AISI329} := 450 \text{ MPa}$$

Vetomurtolujuus

$$\sigma_{R.AISI329} := 620 \text{ MPa}$$

Väsymislujuus (Howard, s.238)

$$\sigma_{tw0.AISI329} := 320 \text{ MPa}$$

Taivutusmyötölujuus

$$\sigma_{tE.AISI304} := \delta_{0.2by}(\sigma_{E.AISI329}) \cdot \sigma_{E.AISI329} = 666 \text{ MPa}$$

Myötölujuuden suhde murtolujuuteen

$$\frac{\sigma_{E.AISI329}}{\sigma_{R.AISI329}} = 0.7$$

Sallittu jännitys myödon suheen

$$\sigma_{a.AISI329} := \frac{\sigma_{E.AISI329}}{MK_{ET}} = \begin{bmatrix} 300 \\ 450 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Sallittu jännitys murren suheen

$$\sigma_{aR.AISI329} := \frac{\sigma_{R.AISI329}}{MK_{RT}} = \begin{bmatrix} 155 \\ 413 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Kriittinen sallittu jännitys

$$\sigma_{akr.AISI329} := \begin{bmatrix} \sigma_{aR.AISI329_0} \\ \sigma_{aR.AISI329_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 155 \\ 413 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

### Alumiiniseos EN-AW 6063

Vetomyötölujuus

$$\sigma_{E.6063} := 170 \text{ MPa}$$

Vetomurtolujuus

$$\sigma_{R.6063} := 215 \text{ MPa}$$

Väsymislujuus

$$\sigma_{tw0.AISI329} := 320 \text{ MPa}$$

Taivutusmyötölujuus

$$\sigma_{tE.6063} := \delta_{0.2by}(\sigma_{E.6063}) \cdot \sigma_{E.6063} = 274 \text{ MPa}$$

Myötölujuuden suhde murtolujuuteen

$$\frac{\sigma_{E.6063}}{\sigma_{R.6063}} = 0.791$$

Sallittu jännitys myödon suheen

$$\sigma_{aE.6063} := \frac{\sigma_{E.6063}}{MK_{EA}} = \begin{bmatrix} 103 \\ 148 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Sallittu jännitys murren suheen

$$\sigma_{aR.6063} := \frac{\sigma_{R.6063}}{MK_{RA}} = \begin{bmatrix} 98 \\ 143 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Kriittinen sallittu jännitys

$$\sigma_{akr.6063} := \begin{bmatrix} \sigma_{aR.6063_0} \\ \sigma_{aR.6063_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 98 \\ 143 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

### 3. Yläakselin alustava mitoitus

Laakeriväli

$$l_{ya} := 103 \text{ mm}$$

Yläpyörän tehollinen leveys

(arvioitu kuormituksen vaikutusleveys)

$$c_{yp} := 63 \text{ mm} \cdot 1.0 = 63 \text{ mm}$$

Akselin pinnanlaadunkerroin

(Airila et al 1997, s. 30)

$$k_1 := 1$$

Yläpyörän keskikohdan x-koordinaatti

$$d_{yp} := 63 \text{ mm}$$

Yläpyörän aiheuttaman kuormituksen etäisyys sisemmästä laakerista

$$a_{yp} := l_{ya} - d_{yp} - \frac{c_{yp}}{2} = 8.5 \text{ mm}$$

Akselin kokokerroin (oletettu halkaisija 30mm)

(Airila et al 1997, s. 31)

$$k_2 := 0.88$$

Ruostumattoman teräksen AISI 304 taivutusvaihtolujuus akselin tilanteessa

$$\sigma_{tw.AISI304} := k_1 \cdot k_2 \cdot \sigma_{tw0.AISI304} = 212 \text{ MPa}$$

Ruostumattoman teräksen AISI 329 taivutusvaihtolujuus akselin tilanteessa

$$\sigma_{tw.AISI329} := k_1 \cdot k_2 \cdot \sigma_{tw0.AISI329} = 282 \text{ MPa}$$

Kiilauran korkeus ja pohjanurkan pyöristyssäde

$$\rho_{ku} := 0.16 \text{ mm} \quad h_{ku} := 4 \text{ mm}$$

AISI 304 ja AISI 329 loviherkkyyden materiaalivakio

(Airila et al 1997, s. 38)

$$a_{q.AISI304} := 0.33 \text{ mm} \quad a_{q.AISI329} := 0.2 \text{ mm}$$

AISI 304 loviherkkyys

$$q_{AISI304} := \frac{1}{1 + \frac{a_{q.AISI304}}{\rho_{ku}}} = 0.33$$

Loven muotoluku taivutukselle (kiilaliitos)  
(Airila 1997, s. 324)

$$K_t := 2.4$$

Loven vaikutusluku taivutukselle (kiilaliitos)

$$K_{ft.AISI304} := 1 + q_{AISI304} \cdot (K_t - 1) = 1.46$$

$$K_{ft.AISI329} := 1 + q_{AISI329} \cdot (K_t - 1) = 1.62$$

AISI 329 loviherkkyys

$$q_{AISI329} := \frac{1}{1 + \frac{a_{q.AISI329}}{\rho_{ku}}} = 0.44$$

Loven muotoluku väännölle (kiilaliitos)  
(Airila 1997, s. 324)

$$K_v := 1.6$$

Loven vaikutusluku väännölle (kiilaliitos)

$$K_{fv.AISI304} := 1 + q_{AISI304} \cdot (K_v - 1) = 1.2$$

$$K_{fv.AISI329} := 1 + q_{AISI329} \cdot (K_v - 1) = 1.27$$

Yläpyörävoiman resultantin aiheuttama jakautunut kuormitus

$$q_{yp} := \frac{P_{1.RES.max}}{c_{yp}} = \left[ \begin{matrix} 334 \\ 486 \end{matrix} \right] \frac{kN}{m}$$

Yläakselin suurin nimellinen taivutusmomentti  
(Valtanen 2009, s. 390)

$$M_{t.ya} := \frac{q_{yp} \cdot c_{yp} \cdot d_{yp}}{l_{ya}} \cdot \left( a_{yp} + \frac{c_{yp} \cdot d_{yp}}{2 \cdot l_{ya}} \right) = \left[ \begin{matrix} 358 \\ 520 \end{matrix} \right] N \cdot m$$

Alustavat varmuuskertoimet akselin kestoparametrit

$$n_a := \left[ \begin{matrix} 1.25 \\ 1 \end{matrix} \right]$$

Moottorin suurin vääntömomentti

Suurin vääntömomentti yläakselilla

$$T_{m.max} := 130 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{max.ya} := T_{m.max} \cdot KT = \begin{bmatrix} 163 \\ 325 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Alustava tarvittava yläakselin halkaisija materiaalilla AISI 304:

$$D_0 := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n_{a_0}}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_{ft.AISI304} \cdot M_{t.ya_0}}{\sigma_{tw.AISI304}}\right)^2 + \frac{T_{max.ya_0}^2}{\sigma_{E.AISI304}^2}}} = 32 \text{ mm} \quad \text{Kuormitustapaus 1}$$

$$D_0 := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n_{a_1}}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_{ft.AISI304} \cdot M_{t.ya_1}}{\sigma_{tw.AISI304}}\right)^2 + \frac{T_{max.ya_1}^2}{\sigma_{E.AISI304}^2}}} = 34 \text{ mm} \quad \text{Kuormitustapaus 3}$$

Alustava tarvittava yläakselin halkaisija materiaalilla AISI 329:

$$D_0 := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n_{a_0}}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_{ft.AISI329} \cdot M_{t.ya_0}}{\sigma_{tw.AISI329}}\right)^2 + \frac{T_{max.ya_0}^2}{\sigma_{E.AISI329}^2}}} = 29.9 \text{ mm} \quad \text{Kuormitustapaus 1}$$

$$D := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n_{a_1}}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_{ft.AISI329} \cdot M_{t.ya_1}}{\sigma_{tw.AISI329}}\right)^2 + \frac{T_{max.ya_1}^2}{\sigma_{E.AISI329}^2}}} = 31.5 \text{ mm} \quad \text{Kuormitustapaus 3}$$

## 4. Yläakselin tarkennettu laskenta

### 4.1 Nimelliset jännitykset

Alustavasti valittu halkaisija

Yläakselin taivutusvastus

Yläakselin vääntövastus

$$D_{ya} := 30 \text{ mm}$$

$$W_{t.ya} := \frac{\pi}{32} \cdot D_{ya}^3 = 2651 \text{ mm}^3$$

$$W_{v.ya} := \frac{\pi}{16} \cdot D_{ya}^3 = 5301 \text{ mm}^3$$

Yläakselin suurin nimellinen taivutusjännitys

Yläakselin suurin nimellinen vääntöjännitys

$$\sigma_{t.ya} := \frac{M_{t.ya}}{W_{t.ya}} = \begin{bmatrix} 135 \\ 196 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

$$\tau_{v.ya} := \frac{T_{max.ya}}{W_{v.ya}} = \begin{bmatrix} 31 \\ 61 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Yläakselin nimellisen jännityksen vertailujännitys

Yläakselin staattisen lujuuden varmuus sallittuihin jännityksiin nähden

$$\sigma_{n.vert.ya} := \sqrt{\sigma_{t.ya}^2 + 3 \cdot \tau_{v.ya}^2} = \begin{bmatrix} 145 \\ 223 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

$$n_{s.ya} := \frac{\sigma_{akr.AISI329}}{\sigma_{n.vert.ya}} = \begin{bmatrix} 1.1 \\ 1.9 \end{bmatrix}$$

## 4.2 Kestorajatila

Yläakselin kiilauran taivutuksen huippujännitys

$$\sigma_{t.m.ya} := K_{ft.AISI329} \cdot \sigma_{t.ya} = \begin{bmatrix} 219 \\ 318 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Yläakselin huippujännityksen vertailujännitys

$$\sigma_{m.vert.ya} := \sqrt{\sigma_{t.m.ya}^2 + 3 \cdot \tau_{t.m.ya}^2} = \begin{bmatrix} 229 \\ 345 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Yläakselin taivutuksen keskijännitys

$$\sigma_{t.k.ya} := 0 \text{ MPa}$$

Yläakselin taivutuksen jännitysamplitudi

$$\sigma_{a.ya} := \sigma_{t.m.ya_0}$$

Yläakselin keskijännityksen vertailujännitys

$$\sigma_{k.vert.ya} := \sqrt{3} \cdot \tau_{t.k.ya} = 34 \text{ MPa}$$

AISI 329 väsymislujuus, kun N=60 000  
(Howard 1986, s. 238)

$$\sigma_{tN.AISI329} := 370 \text{ MPa}$$

Yläakselin kiilauran väännön huippujännitys

$$\tau_{t.m.ya} := K_{fv.AISI329} \cdot \tau_{v.ya} = \begin{bmatrix} 39 \\ 78 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Yläakselin väännön keskijännitys

$$\tau_{t.k.ya} := \frac{\tau_{t.m.ya_0}}{2} = 19 \text{ MPa}$$

Yläakselin väännön jännitysamplitudi

$$\tau_{a.ya} := \frac{\tau_{t.m.ya_0}}{2}$$

Yläakselin jännitysamplitudin vertailujännitys

$$\sigma_{a.vert.ya} := \sqrt{\sigma_{a.ya}^2 + 3 \cdot \tau_{a.ya}^2} = 222 \text{ MPa}$$

Yläakselin dynaamisen lujuuden varmuus

$$n_{d.ya} := \frac{\sigma_{tN.AISI329}}{\sigma_{a.vert.ya}} = 1.7$$

## 5. Ala-akseli

Alalaakereiden radiaalikuormitus

$$F_{r.al} := \frac{P_{2.RES.max}}{2} = \begin{bmatrix} 7.7 \\ 9.5 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Sisemmän laakerin etäisyys origosta

$$a_{als} := 15 \text{ mm}$$

Ulomman laakerin etäisyys origosta

$$a_{alu} := 67 \text{ mm}$$

Ala-akselin y-suuntainen voimatasapaino

$$R_{aas} + R_{aau} - 2 \cdot F_{r.al} = 0$$

Ala-akselin sisempi tukivoima

$$R_{aas} := \frac{F_{r.al} \cdot (b_{als} + b_{alu})}{l_{aa}} = \begin{bmatrix} 9 \\ 11.1 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Tukipisteiden välinen etäisyys

$$l_{aa} := 99 \text{ mm}$$

Sisemmän laakerin etäisyys ulommasta tukipisteestä

$$b_{als} := l_{aa} - a_{als} = 84 \text{ mm}$$

Ulomman laakerin etäisyys ulommasta tukipisteestä

$$b_{alu} := l_{aa} - a_{alu} = 32 \text{ mm}$$

Ala-akselin momenttitasapaino ulomman tukipisteen suhteen

$$-R_{aas} + F_{r.al} \cdot b_{als} + F_{r.al} \cdot b_{alu} = 0$$

Ala-akselin ulompi tukivoima

$$R_{aau} := F_{r.al} \cdot \left( 2 - \frac{(b_{als} + b_{alu})}{l_{aa}} \right) = \begin{bmatrix} 6.3 \\ 7.8 \end{bmatrix} \text{ kN}$$



Apuyhtälöt momenttikuvaaajan piirtoa varten:

$$M_{t.aa1}(x_{aa}) := R_{aas} \cdot x_{aa}$$

Ala-akselin momenttijakauma välillä  $0 \leq x \leq a_{aa1}$

$$M_{t.aa2}(x_{aa}) := (R_{aas} - F_{r.al}) \cdot x_{aa} + F_{r.al} \cdot a_{als}$$

Ala-akselin momenttijakauma välillä  $a_{aa1} \leq x \leq a_{aa2}$

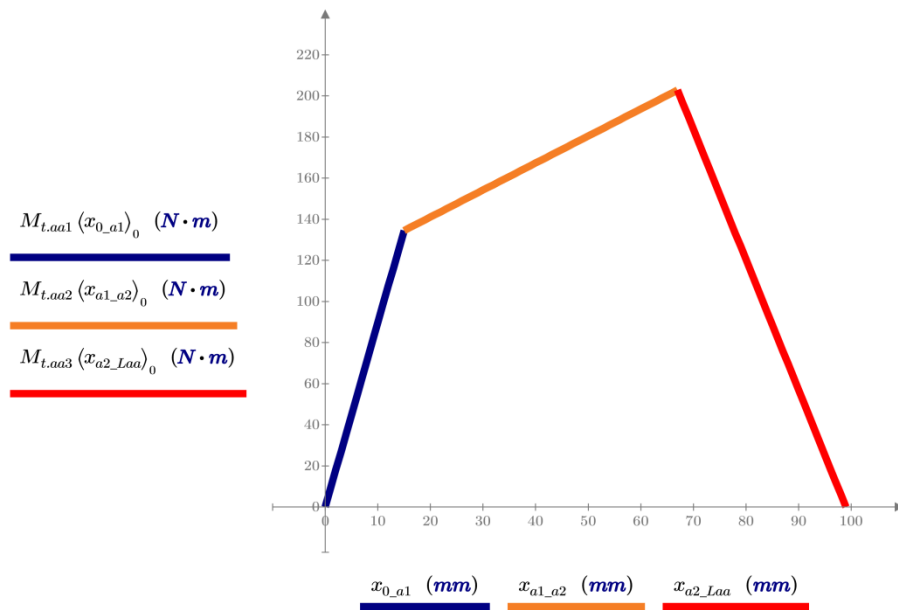
$$M_{t.aa3}(x_{aa}) := (R_{aas} - 2 \cdot F_{r.al}) \cdot x_{aa} + F_{r.al} \cdot (a_{als} + a_{alu})$$

Ala-akselin momenttijakauma välillä  $a_{aa2} \leq x \leq L_{aa}$

$$x_{0\_a1} := 0 \text{ mm}, 1 \text{ mm} \dots a_{als}$$

$$x_{a1\_a2} := a_{als}, a_{als} + 1 \text{ mm} \dots a_{alu}$$

$$x_{a2\_Laa} := a_{alu}, a_{alu} + 1 \text{ mm} \dots l_{aa}$$



**Kuva 5.1. Ala-akselin momenttijakauma kuormitustilanteessa 1.**

Yllä olevasta kuvaajasta nähdään, että suurin taivutusmomentti on kohdassa  $a_{alu} = 67 \text{ mm}$ :

$$M_{t.aa} := M_{t.aa2}(a_{alu}) = \begin{bmatrix} 203 \\ 251 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Alustavasti valittu halkaisija

Ala-akselin taivutusvastus

Ala-akselin vääntövastus

$$D_{aa} := 25 \text{ mm}$$

$$W_{t.aa} := \frac{\pi}{32} \cdot D_{aa}^3 = 1534 \text{ mm}^3$$

$$W_{v.aa} := \frac{\pi}{16} \cdot D_{aa}^3 = 3068 \text{ mm}^3$$

Ala-akselin suurin nimellinen taivutusjännitys

Ala-akselin varmuus sallittuun jännitykseen nähden

$$\sigma_{t.aa} := \frac{M_{t.aa}}{W_{t.aa}} = \begin{bmatrix} 132 \\ 164 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

$$n_{aa} := \frac{\sigma_{akr.AISI329}}{\sigma_{t.aa}} = \begin{bmatrix} 1.2 \\ 2.5 \end{bmatrix}$$

## 6. Laakereiden mitoitus

### 6.1 Laakerikuormat

Yläakselin ulomman laakerin säteiskuorma  
(Valtanen 2009, s. 390)

$$F_{r.ylu} := \frac{q_{yp} \cdot c_{yp} \cdot d_{yp}}{l_{ya}} = \begin{bmatrix} 12.9 \\ 18.7 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Ala-akselin laakereiden säteiskuorma

$$F_{r.al} = \begin{bmatrix} 7.7 \\ 9.5 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Yläakselin sisemmän laakerin säteiskuorma  
(Valtanen 2009, s. 390)

$$F_{r.yls} := q_{yp} \cdot c_{yp} \cdot \left(1 - \frac{d_{yp}}{l_{ya}}\right) = \begin{bmatrix} 8.2 \\ 11.9 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Ohjaavaan laakeriin vaikuttava aksiaalivoima  
(ylä- ja alalaakerissa)

$$F_a = 2.2 \text{ kN}$$

Säteis- ja aksiaaliskuorman ekvivalenttikuormitus on  $F_{ekv} = F_r$ , jos  $\frac{F_a}{F_r} \leq e$  tai  $F_{ekv} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ , jos  $\frac{F_a}{F_r} \geq e$  (Schaeffler).

Laakerin laskennallinen kuormankantokyky, kun kyseessä on tasainen käynti ja ei vaadita hiljaista käyntiä (Airila 1997, s. 456)

$$C_r(C_{r0}) := 2 \cdot C_{r0}$$

Laakereiden ekvivalenttikuorman määrittämisen apumuuttuja (Schaeffler www -sivut 2015)

$$X_e(f_0, C_{r0}) := \frac{f_0 \cdot F_a}{C_{r0}}$$

### 6.1 Ylälaakereiden tarkistus

Ylälaakerit: S6206-2RSR 30/62/16

Apumuuttuja

$$f_{0.S6206} := 13.8$$

Staattinen kantokyky

$$C_{r0.S6206} := 9.1 \text{ kN}$$

Laskennallinen kantokyky

$$C_{r.S6206} := C_r(C_{r0.S6206}) = 18.2 \text{ kN}$$

Apumuuttuja

$$X_{e.6206} := X_e(f_{0.S6206}, C_{r0.S6206}) = 3.4$$

Säteis- ja aksiaaliskuorman vertailumuuttuja

$$e_{S6206} := 0.36$$

Ekvivalenttikuormitus

$$\frac{F_a}{F_{r.ylu}} = \begin{bmatrix} 0.173 \\ 0.119 \end{bmatrix}$$

=>

$$F_{ekv.yl} := F_{r.ylu} = \begin{bmatrix} 12.9 \\ 18.7 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Varmuus

$$n_{yl} := \frac{C_{r.S6206}}{F_{ekv.yl}} = \begin{bmatrix} 1.41 \\ 0.97 \end{bmatrix}$$

### 6.2 Alalaakereiden tarkistus

Alalaakerit: S6005-2RSR 25/47/12

Apumuuttuja

$$f_{0.S6005} := 14.5$$

Staattinen kantokyky

$$C_{r0.S6005} := 4.7 \text{ kN}$$

Laskennallinen kantokyky

$$C_{r.S6005} := C_r(C_{r0.S6005}) = 9.4 \text{ kN}$$

Apumuuttuja

$$X_{e.6005} := X_e(f_{0.S6005}, C_{r0.S6005}) = 6.9$$

Säteis ja aksiaaliskuorman vertailumuuttuja

$$e_{S6005} := 0.43$$

Ekvivalenttikuormitus

$$\frac{F_a}{F_{r.al}} = \begin{bmatrix} 0.292 \\ 0.236 \end{bmatrix}$$

=>

$$F_{ekv.al} := F_{r.al} = \begin{bmatrix} 7.7 \\ 9.5 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Varmuus

$$n_{al} := \frac{C_{r.S6005}}{F_{ekv.al}} = \begin{bmatrix} 1.23 \\ 0.99 \end{bmatrix}$$

## 6.3 Laakeripesän lujuus - yläakseli

Olakkeen ulkohalkaisija

Olakkeen sisähalkaisija

Olakkeen pinta-ala

$$D_{lp.ou} := 62 \text{ mm}$$

$$D_{lp.os} := 45 \text{ mm}$$

$$A_{lp.o} := \frac{(D_{lp.ou}^2 - D_{lp.os}^2)}{4} \cdot \pi = 1429 \text{ mm}^2$$

Olakkeen keskimääräinen leikkausjännitys

$$\tau_{lp.o} := \frac{F_{r.ylu}}{A_{lp.o}} = \begin{bmatrix} 9 \\ 13.1 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Laakeripesän vertailujännitys

$$\sigma_{vert.lp.o} := \sqrt{3 \cdot \tau_{lp.o}^2} = \begin{bmatrix} 15.6 \\ 22.7 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Laakeripesän varmuus sallitun jännityksen suhteen

$$n_{lp.o} := \frac{\sigma_{akr.6063}}{\sigma_{vert.lp.o}} = \begin{bmatrix} 6.3 \\ 6.3 \end{bmatrix}$$

## 7. Taakan ripustusakselin lujuus

Tukipisteiden etäisyys

Ripustuspuheen etäisyys  
sisemmästä tukipisteestäRipustuspuheen etäisyys ulommasta  
tukipisteestä

$$l_{ra} := 134 \text{ mm}$$

$$b_{ra} := 57.5 \text{ mm}$$

$$a_{ra} := l_{ra} - b_{ra} = 76.5 \text{ mm}$$

Ripustuspuheen pystysuora etäisyys ripustusakselista

$$l_{rp} := 80 \text{ mm}$$

Ripustuspuheeseen vaikuttava resultanttivoima

$$F_{ra} := \sqrt{(SSK^2 + F_h^2)} \cdot KT^2 = \begin{bmatrix} 6.5 \\ 12.9 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Ripustusakselin suurin taivutusmomentti (Valtanen 2009, s. 389)

$$M_{t.ra} := \frac{SSK \cdot KT \cdot a_{ra} \cdot b_{ra}}{l_{ra}} + F_h \cdot l_{rp} = \begin{bmatrix} 309 \\ 514 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Alustavasti valittu ripustusakselin pienin  
halkaisija

$$D_{ra} := 28 \text{ mm}$$

Ripustusakselin taivutusvastus

$$W_{t.ra} := \frac{\pi}{32} \cdot D_{ra}^3 = ? \text{ mm}^3$$

Ripustusakselin suurin taivutusjännitys

$$\sigma_{t.ra} := \frac{M_{t.ra}}{W_{t.ra}} = \begin{bmatrix} 143 \\ 238 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Ripustusakselin varmuus sallitun jännityksen suhteen

$$n_{ra} := \frac{\sigma_{akr.AISI329}}{\sigma_{t.ra}} = \begin{bmatrix} 1.1 \\ 1.7 \end{bmatrix}$$

## 8. Rungon lujuus

Alapyörrävoiman resultantin suurin arvo

$$P_{2.RES.max} = \begin{bmatrix} 15.3 \\ 18.9 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Taakan aiheuttama pystykuorma

$$G_y := SSK \cdot KT = \begin{bmatrix} 6.3 \\ 12.5 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Taakan pystykomponentin etäisyys rungon netraaliakselilta

$$b_{rn} := a_{rn} + 4 \text{ mm} = 74 \text{ mm}$$

Rungon keskikohdan kriittisen leikkauksen taivutusvastus

$$W_{rk} := 22755 \text{ mm}^3$$

Rungon keskikohdan taivutusmomentti

$$M_{rk} := P_{2.RES.max} \cdot a_{rn} + G_y \cdot b_{rn} + G_x \cdot c_{rn} = \begin{bmatrix} 2 \\ 2.3 \end{bmatrix} \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Rungon keskikohdan taivutusjännitys

$$\sigma_{t.rk} := \frac{M_{rk}}{W_{rk}} = \begin{bmatrix} 85.7 \\ 98.9 \end{bmatrix} \text{ MPa}$$

Alapyörrävoiman etäisyys rungon netraaliakselilta

$$a_{rn} := 70 \text{ mm}$$

Taakan aiheuttama sivukuorma

$$G_x := F_h \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.3 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

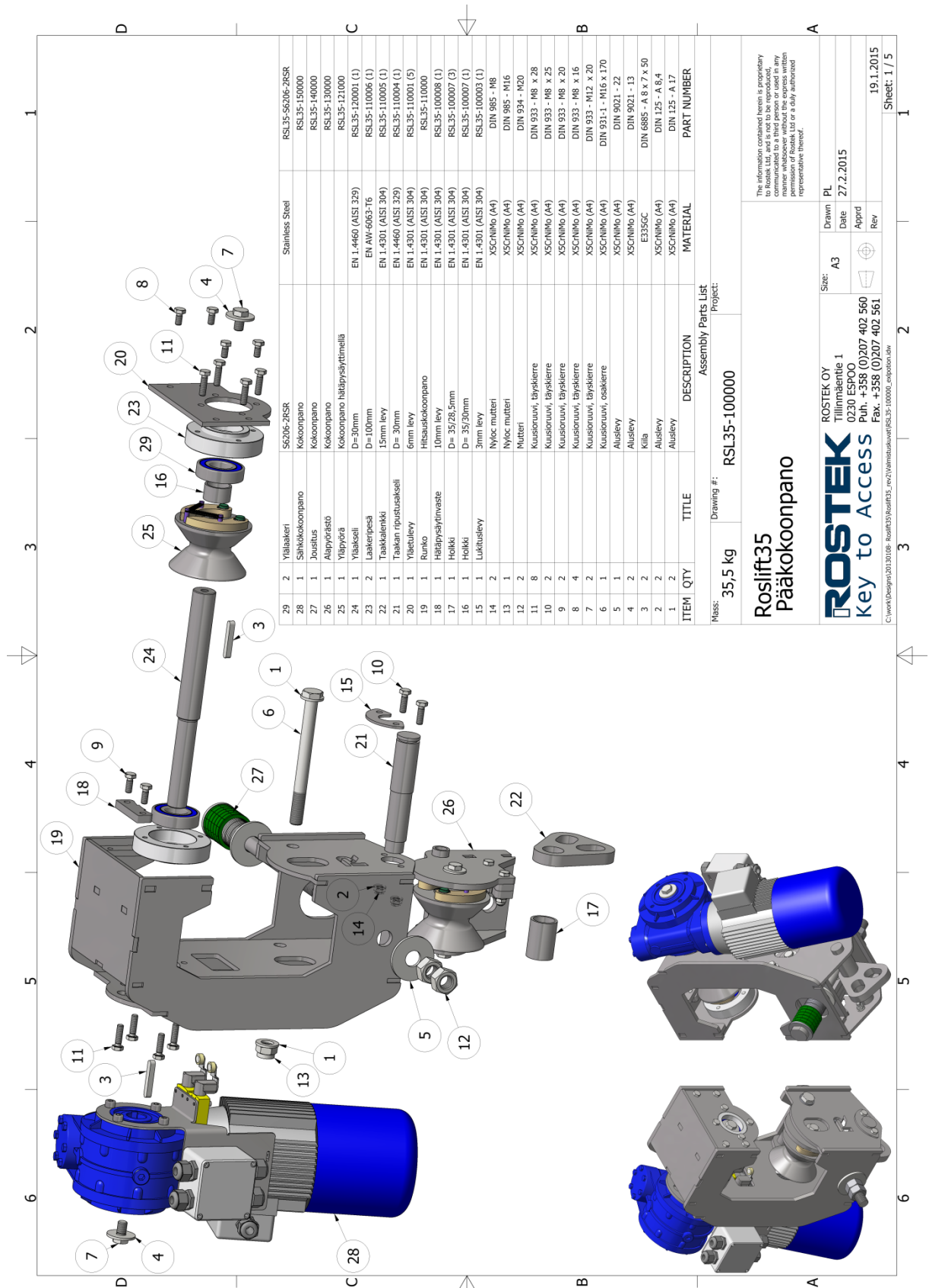
Taakan pystykomponentin etäisyys tukipisteestä

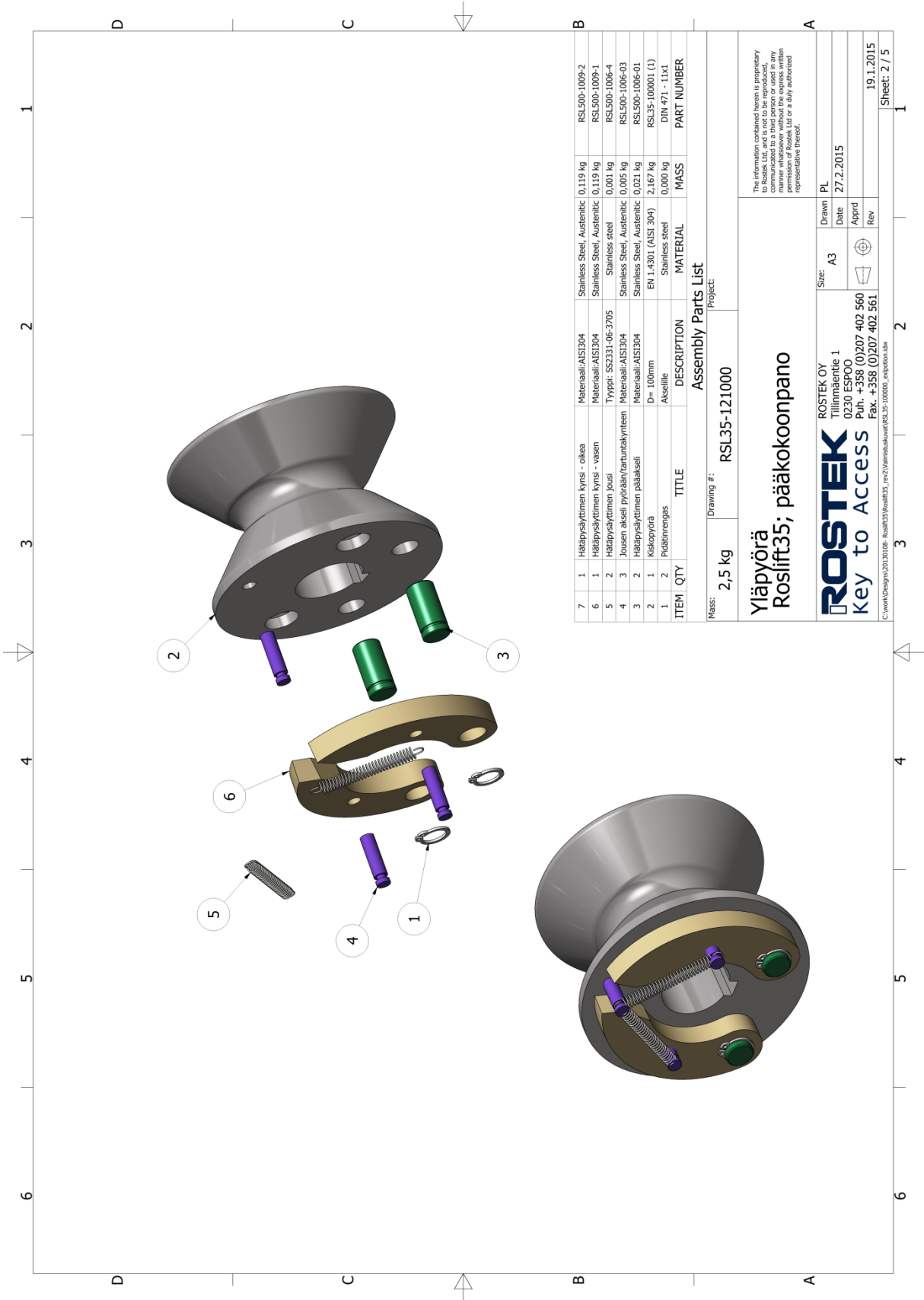
$$c_{rn} := l_{t3} = 322 \text{ mm}$$

Rungon keskikohdan varmuus sallitun jännityksen suhteen

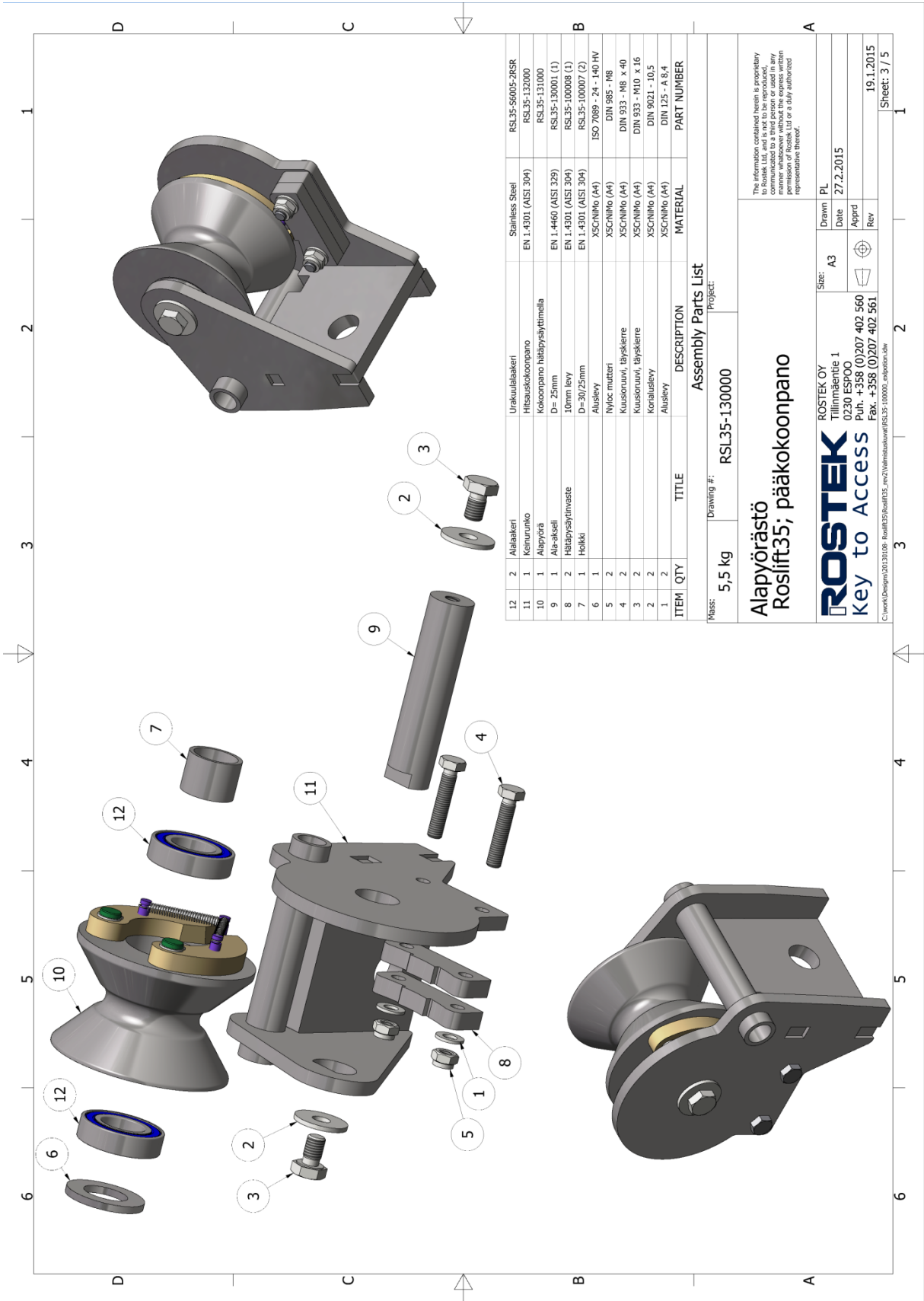
$$n_{rk} := \frac{\sigma_{akr.AISI304}}{\sigma_{t.rk}} = \begin{bmatrix} 1.5 \\ 2.2 \end{bmatrix}$$

## Liite 2. Siirtovaunun kokoonpanopiirustukset





Assembly Parts List			
Project:			
Mass:	2,5 kg	RSL35-121000	
Yläpyörä Roslift35; pääkoonpano			
Drawing #:		RSL35-121000	
The information contained herein is proprietary to Rostek Ltd. and is not to be reproduced, modified or used in any way without the express written permission of Rostek Ltd or a duly authorized representative thereof.			
Size:		PL	
A3		Drawn	27.2.2015
Rostek Oy Tilinumäentie 1 02300 Espoo Puh. +358 (0)207 402 560 Fax. +358 (0)207 402 561		Apprd	
Key to Access		Rev	
C:\work\Design\2013\08 - Roslift35\Roslift35 - upe2\Valmistuskuva\RSL35-121000-01.dwg		19.1.2015	
		Sheet: 2 / 5	



ITEM	QTY	TITLE	DESCRIPTION	MATERIAL	PART NUMBER
12	2	Alaakkeri	Urkuulaakkeri	Stainless Steel	RSL35-56005-2RSR
11	1	Keinurunko	Hissaukokooppa	EN 1.4301 (AISI 304)	RSL35-132000
10	1	Alapöytä	Kokooppa hääpötytimellä		RSL35-131000
9	1	Ala-akseli	D= 25mm	EN 1.4460 (AISI 329)	RSL35-130001 (1)
8	2	Hääpötytimvaste	10mm levy	EN 1.4301 (AISI 304)	RSL35-100008 (1)
7	1	Holkki	D=30/25mm	EN 1.4301 (AISI 304)	RSL35-100007 (2)
6	1	Aluslevy	Aluslevy	XSCNiMo (A4)	ISO 7089 - 24 - 140 HV
5	2	Nyöc mutteri		XSCNiMo (A4)	DIN 985 - M8
4	2	Kuusoruuvi, täyskierre		XSCNiMo (A4)	DIN 933 - M8 x 40
3	2	Kuusoruuvi, täyskierre		XSCNiMo (A4)	DIN 933 - M10 x 16
2	2	Korraluslevy		XSCNiMo (A4)	DIN 9021 - 10.5
1	2	Aluslevy		XSCNiMo (A4)	DIN 125 - A 8.4

Mass: 5,5 kg

Drawing #: RSL35-130000

Project:

Assembly Parts List

Alapyörästö

Roslif35; pääkokooppa

ROSTEK OY

Tilimäentie 1

02300 ESPOO

Puh. +358 (0)207 402 560

Fax. +358 (0)207 402 561

Size: A3

Drawn: PL

Date: 27.2.2015

Appr:

Rev:

19.1.2015

Sheet: 3 / 5

The information contained herein is proprietary

information and is not to be distributed or

communicated to a third person or used in any

manner whatsoever without the express written

permission of ROSTEK OY or a duly authorized

representative thereof.

C:\work\Design\2013\08 - Roslif35\Roslif35\_2\pääkokooppa\ROSLIF35\_130000.dwg

